

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PORTA JIB
MECÁNICO”**

BUENAÑO JARRÍN VINICIO WALBERTO

TIERRA CONDO HERMELINDA

2010

SUMARIO

Se ha Diseñado y Construido un Porta Jib Mecánico para una Cámara Filmadora Profesional SONY PD170 (2.2kg), con el fin de obtener mayor maniobrabilidad y facilidad, al momento de realizar el trabajo de filmación, este a su vez se lo puede realizar en el campo o en un set de grabación, así como también reducir el tiempo de montaje y desmonte.

El diseño del equipo se realizó en base al peso y al volumen de la cámara, se diseño los perfiles de la cabeza, estructura del brazo, estructura del trípode y se seleccionó los servomotores (control electrónico). Se hizo la validación de las estructuras y elementos antes mencionados, mediante los paquetes de software tales como SAP2000 V12 y SolidWorks 2010.

El Porta Jib permite una variación en la altura del trípode hasta 30cm, (máx 1.50m, mín 1.20m). El movimiento de la cabeza remota es controlada por un circuito electrónico accionado por una botonera que contiene cuatro pulsadores, dos para el movimiento de arrastre (90° - 90°) y dos para el movimiento de inclinación (90° - 90°). La velocidad de inclinación y arrastre puede ser variada mediante la programación del PIC.

SUMMARY

This thesis was carried out to design and build a mechanical Porta Jib for the professional film camera "SONY PD170 (2.2Kg)", in order to obtain better and easy

handling any time the filming will be done; this can be carried out in the field or in any recording set.

For the equipment design it was taken into account the weight and size of the camera, trying to look for versatility as well as to reduce the time spent on the process of assembly and disassembly. Besides the profiles of the remote head, the structure of the arm, and the tripod structure were designed at the same time; two servomotors (electronic control) were also chosen to run the camera. The camera handling was done by observing the arm balance with the counterweights. The calculi of the different structure were validated by means of the software SAP 2000V12 and SolidWorks 2010.

This Porta Jib allows a variation on the tripod height of 0.30m from 1.20m to 1.50m. The movement of the remote head is controlled by an electronic circuit which is directed from a button box, it has 4 buttons to be pressed; two of them are used to pan (90°-90°) and two for tilting movement (90°-90°). The speed of tilting and pan may vary in accordance with the micro-controller program.

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Marzo, 24 de 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

VINICIO WALBERTO BUENAÑO JARRÍN

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PORTA JIB MECÁNICO”

**Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para
el Título de:**

Ing. Geovanny Novillo A.

**DECANO DE LA FAC.
DE MECÁNICA**

Ing. Pablo Fierro F.

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Ángel Tierra T.

ASESOR DE TESIS

EspochFacultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: **VINICIO WALBERTO BUENAÑO JARRÍN**

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PORTA JIB MECÁNICO”

Fecha de Exanimación: **Marzo, 24 de 2010.**

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. Eduardo Villota			
ING. Pablo Fierro F.			

ING. Ángel Tierra T.			
-----------------------------	--	--	--

*** Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la
falla total.**

RECOMENDACIONES:

**El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que
las condiciones de la defensa se han cumplido.**

f) Presidente del Tribunal

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Marzo, 24 de 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

HERMELINDA TIERRA CONDO

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PORTA JIB MECÁNICO”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para
el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

DE TESIS

Epoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: **HERMELINDA TIERRA CONDO**

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PORTA JIB
MECÁNICO”

Fecha de Exanimación: **Marzo, 24 de 2010.**

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

<u>COMITÉ DE</u>	<u>AP</u>	<u>NO</u>	<u>FIRMA</u>
------------------	-----------	-----------	--------------

<u>EXAMINACIÓN</u>	<u>RUEBA</u>	<u>APRUEBA</u>	
<u>ING. Eduardo Villota</u> <u>M.</u>			
<u>ING. Pablo Fierro F.</u>			
<u>ING. Ángel Tierra T.</u>			

*** Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la
falta total.**

RECOMENDACIONES:

**El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que
las condiciones de la defensa se han cumplido.**

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Vinicio Walberto Buenaño Jarrín

f) Hermelinda

Tierra Condo

AGRADECIMIENTO

Cuando comencé a escribir los agradecimientos pensé que por descuido podía dejar a alguien importante fuera de la mención, por eso desde ya pido las disculpas correspondientes en caso de que suceda. Antes que a todos quiero agradecer a Dios por darme las fuerzas necesarias en los momentos en que más las necesité y bendecirme con la posibilidad de caminar a su lado durante toda mi vida. Quiero darles las gracias a todos los profesores que hicieron de mí un buen Estudiante y una mejor persona.

No puedo dejar de agradecer a mi Madre y Hermanos quienes me han apoyado económica y moralmente.

V.W.B.J.

Agradezco a Dios por el valor y las fuerzas que hizo brotar dentro de mí, para poder completar mi carrera, a mis padres por su apoyo y su paciencia.

H.T.C.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mi familia, por acompañarme en cada una de las locuras que he emprendido y ser siempre mis más fervientes hinchas y también por todo lo que me han dado en esta vida, especialmente por sus sabios consejos y por estar a mi lado en los momentos difíciles. A mi hermana Alexandra, quien me ha acompañado en silencio con una comprensión a prueba de todo. A mi “Mamita” Yola quien con su simpleza me ha ayudado a encontrar la luz cuando todo es oscuridad.

A mis amigos, quienes se convirtieron en mi familia adoptiva.

V.W.B.J.

Dedico este trabajo a mi Dios que ha sido mi roca y mi refugio. A mis padres que han sido mi más grande ejemplo de trabajo, esfuerzo y valentía, por su amor incondicional y sobre todo por creer en mí.

H.T.C.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

El ser humano ha estado siempre preocupado por captar y representar el movimiento de personas y del medio que nos rodea. Durante siglos, diversas civilizaciones han buscado la manera de reproducir la realidad por medio de espectáculos, proyecciones de imágenes animadas, etc.

En el siglo XIX, por primera vez fue posible guardar una imagen en una fotografía, después poco a poco se les fue dando movimiento por medio de un fusil fotográfico que era capaz de captar las diferentes fases de un movimiento. Al pasar del tiempo llegamos a la publicación de los animados con una tecnología más avanza.

Es por esta razón que se han diseñado sistemas más eficientes y complejos, los cuales pueden llegar a realizar tomas en lugares que son casi imposibles de acceder, obteniendo así una imagen nítida, clara y con un buen ángulo de filmación, reduciendo el esfuerzo humano.

Las máquinas cinematográficas varían de forma y complejidad según el uso a que se destinen y los medios que ofrecen. Los objetivos en las cámaras cinematográficas profesionales son intercambiables, de manera que pueden utilizarse diferentes distancias

focales y en diferentes posiciones a fin de variar el campo visual y captar la imagen más adecuada, y por consiguiente, alterar la composición y la perspectiva aparente desde un punto determinado de observación. Dado que la tecnología avanza día a día, los equipos utilizados en la filmación de escenas son más fáciles de transportar, armar y realizar el trabajo en un tiempo cada vez más corto.

1.2 Justificación Técnico Económica

La obtención de diferentes escenas hace que los camarógrafos se vean en la necesidad de utilizar un equipo que les ayude con la transportación de la filmadora y al mismo tiempo obtener movimientos y tomas que son imposibles para el hombre.

El diseño de la grúa (Porta Jib), debe brindar una facilidad al momento de transportar, de armar y de guardar y que además de esto permitir obtener una buena estabilidad de la cámara y así evitar las vibraciones.

Se podrá obtener a un costo más accesible, respecto de los ya existentes en el mercado y con una mejor calidad.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

- ✓ Diseñar y construir un Porta-Jib mecánico para cámara filmadora profesional.

1.3.2 **Objetivos Específicos**

- Diseñar los mecanismos que permitan obtener maniobrabilidad del equipo.
- Diseñar y seleccionar el equipo que permita controlar el movimiento de la cámara filmadora en todas las direcciones posibles.
- Construir el Porta-Jib.
- Validar el diseño con un paquete de software especializado.
- Establecer condiciones de uso y mantenimiento del Equipo.
- Realizar las pruebas necesarias para su eficaz funcionamiento.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO Y PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1 Marco Teórico

2.1.1 Desarrollo de los equipos de filmación [1]

A lo largo de la historia, el ser humano ha sentido la inquietud de dejar testimonio de su existencia; de atesorar en imágenes personas y momentos. Para lograrlo, en épocas pasadas se usaron la pintura y la escultura; pero la incorporación de la ciencia trajo nuevos inventos que abrieron increíbles posibilidades de representación del hombre y su entorno.

A pesar de la existencia de un sin número de accesorios de equipos de filmación, uno de los más sobresalientes por su efectividad y facilidad de manejo en el momento de realizar el trabajo de filmación ya sea éste, en el campo o en un set de grabación, ha sido la grúa para filmar (Porta Jib), desde entonces se han ido mejorando los diferentes modelos haciéndolos más versátiles, eficientes y sumamente livianos.

2.1.2 Características del Porta Jib

Las características más relevantes con las que debe gozar una grúa de filmación, es que debe combinar de una forma muy particular, su peso con la forma que

debe tener, para que de este modo el resultado sea un sistema de control, sin tener necesidad de un esfuerzo excesivo e innecesario, ver figura.



Figura 2.1: Porta-Jib

2.1.3 Estudios Existentes del Porta Jib [2]

Mediante estudios realizados por la marca estadounidense EZ FX ha diseñado un brazo constituido por cuatro columnas de aluminio, siendo este diseño único dentro del campo de las grúas de filmación, con el que garantiza una mayor versatilidad al momento de realizar las maniobras de filmación. Al momento esta marca es una de las más vanguardistas en cuanto al diseño y preferencia de los aficionados y profesionales de la filmación.

2.2 Clasificación de las Cámaras de Video [4]

La cámara de vídeo o videocámara es un dispositivo que captura imágenes convirtiéndolas en señales eléctricas, en la mayoría de los casos a señal de vídeo, también conocida como señal de televisión. En otras palabras, una cámara de vídeo es un transductor óptico, se clasifican en videocámaras profesionales y semiprofesionales.

2.3 Parámetros de Diseño

2.3.1 Parámetros geométricos [3]

Este parámetro tiene relación con el lugar y la amplitud de la filmación.

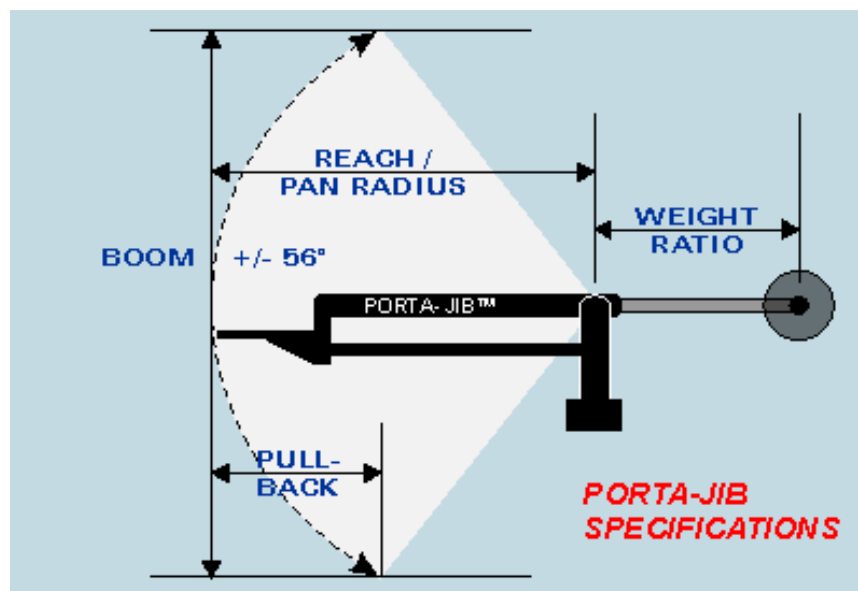


Figura 2.2: Especificación de un Porta Jib

Tabla 2.1: TABLA DE COMPARACIONES DEL PORTA JIB

	REACH / PAN RADIUS	BOOM	PULL BACK @ 56°	WEIGHT RATIO	WEIGHT
STANDARD PORTA-JIB	57" (145cm)	72" (183cm)	19" (48cm)	1:1.22	45 lbs. (20.5kg)
STANDARD PORTA-JIB with 17" EXTENSION	74" (188cm)	100" (254cm)	27" (69cm)	1:1.70	47 lbs (21kg)
STANDARD PORTA-JIB with 36" EXTENSION	92" (234cm)	131" (332cm)	35" (89cm)	1:2.22	49 lbs (22kg)
PORTA-JIB TRAVELLER	38-55" (96.5-140cm)	41-68" (104-173cm)	11" - 18" (28-46cm)	1:1.75	29 lbs. (13.2kg)

2.3.1.1 Ángulo de batimiento vertical del Brazo

La carrera vertical del brazo se lo conoce también con el nombre de “boom”, el brazo al estar totalmente elevado debe formar un ángulo máximo de 56°. Que es un valor estandarizado según la tabla 2.1.

**Figura 2.3:** Ángulo de batimiento vertical del brazo.

2.3.1.2 Ángulo de batimiento horizontal del Brazo

El brazo debe ser capaz de realizar un giro de acuerdo a la necesidad del operario y este puede variar desde un ángulo muy pequeño hasta un ángulo mayor de 360°, de este modo permitirá el paneo de todo el espacio circundante, y debe realizar este movimiento mientras va variando la carrera vertical de la cámara.



Figura 2.4: Ángulo de batimiento horizontal del brazo.

2.3.1.3 Trípode

La altura del trípode debe ser regulable, teniendo así una altura mínima de 1.20m y una máxima de 1.50 m. Las patas del trípode deberán contar con llantas, las mismas que brindarán una mayor estabilidad y facilidad en el seguimiento del objeto de filmación, o a su vez determinada la posición en la que se va desarrollar la filmación estas permitan fijar esta posición mediante un seguro. El trípode debe contar con un mecanismo de agarre para la pantalla (LCD), donde el operador puede seguir la toma que realiza.

2.3.1.4 Longitud de brazo

Se requiere de una longitud de brazo de 3m, libre desde el apoyo del trípode este requerimiento del auspiciante fue tomado como referencia de las longitudes estándares especificadas en la Tabla 2.1, además de esto debe ser fácil de armar y desarmar, preferiblemente de un material liviano y resistente, por lo que puede ser de aluminio. Por lo tanto al requerimiento de los tres metros hay que sumar el brazo donde se coloca los contrapesos.

2.3.1.5 Contrapeso

Para poder realizar el movimiento del brazo sin mayor esfuerzo del operador, es necesario determinar en el otro extremo del brazo un espacio de contrapeso (referencia tabla 2.1), donde se pueden colocar pesas para que se mantenga en equilibrio el brazo, considerando que el trípode hace la función de fulcro.

2.3.1.6 Especificaciones de la videocámara [6]

La videocámara profesional que va a ser utilizada es una SONY PD170 de alta definición 3CCD que consta de las siguientes especificaciones:

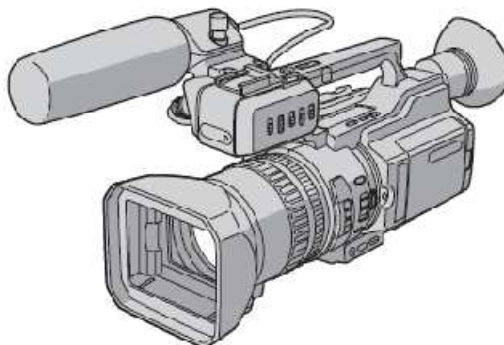


Figura 2.5: Videocámara profesional SONY PD170

Tabla 2.2: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA VIDEOCÁMARA

Características Ópticas	
Zoom óptico Ayuda	12X
Distancia Focal Mínima	4.5 mm
Distancia Focal Máxima	5.40 cm
Calidad de Imagen	
Cantidad de sensores de imagen Ayuda	3
Cantidad de píxeles del sensor de imagen	1120000
Tamaño del sensor de imagen Ayuda	0.85 cm
Resolución de Pantalla Ayuda	1440 x 1080
Cantidad de CCD	3
Memoria	
Medio de grabación Ayuda	HDV MiniDV
Alimentación	
Fuente	Batería recargable Litio
Características Físicas	
Peso	2.2 Kg
Ancho	15.0 cm
Profundidad	36.5 cm
Alto	18.5 cm
Audio y Sonido	
Soporte de Audio	PCM

2.3.2 Parámetros funcionales [3]

2.3.2.1 Control de la cabeza remota

El control de la cabeza remota se la deberá realizar por medio de una botonera, que se encuentre al alcance de la mano del operador y éste a su vez pueda mirar la pantalla de control (requerimiento del auspiciante), por lo que se ubicará en el brazo de contrapeso.

2.3.2.2 El funcionamiento puede ser por batería o fuente

El accionamiento de los servos se debe realizar ya sea con batería, si se encuentra en lugares donde no existe servicio eléctrico, como también para conexión eléctrica si se encuentra en la comodidad de un estudio de grabación.

2.3.2.3 Rango de giro del servomotor 1 de la cabeza remota

Este primer motor permite el movimiento en un rango de giro de 180°, 90° hacia arriba y 90° hacia abajo con relación a la posición del brazo, debe ser capaz de ser accionado simultáneamente con el segundo servomotor y así tener una combinación de movimientos, aumentando de esta manera el campo de filmación. La velocidad de giro debe ser muy pequeña, para que el control de las tomas sea más exacto, ya que si es demasiado rápido no se podrán realizar tomas de ciertos ángulos, por lo que se considera que la velocidad de giro debe ser aproximadamente 8rpm (velocidad aceptada por el

auspiciante), esta consideración se debe tomar en cuenta en ambos motores, y preferiblemente la velocidad deberá ser la misma.

2.3.2.4 Rango de giro del servomotor 2 de la cabeza remota [2]

El segundo motor permite el movimiento en un rango de giro de 180° , de los cuales son 90° hacia la derecha y 90° hacia la izquierda, al igual que el primer servo motor, este también debe ser capaz de realizar movimientos combinados y simultáneos.

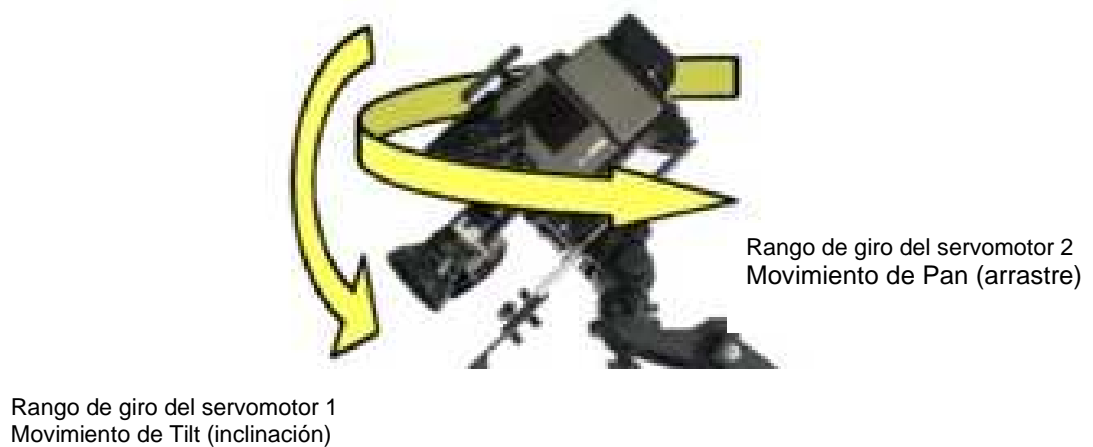


Figura 2.6: Representación gráfica de los rangos de giro.

CAPÍTULO III

3 ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA MÁS ADECUADO

3.1 Alternativas para el diseño

Al analizar las alternativas se debe considerar la variedad de mecanismos y modelos que se pueden utilizar, exigiendo que se cumplan con los parámetros ya tratados y especificados, tomando en cuenta su forma, tamaño, aspecto y funcionalidad para que pueda tener un gran desenvolvimiento en su trabajo, y que a su vez se presente con un grado elevado de estética exterior del equipo.

Máquinas como estas se pueden dar de las formas más variadas, por su funcionalidad, por el tipo de material y por su economía. Vamos a considerar alternativas de las partes más importantes como:

- Cabeza Remota
- Brazo del jib
- Trípode

3.2 Alternativas de la cabeza remota

3.2.1 GTD985-8.00A inclinación [5]

Este sistema está diseñado en aluminio y es la elección perfecta para los videógrafos profesionales o aficionados. Utiliza un servo-engranaje, sistema que asegura un movimiento suave y continuo, y ofrece prácticamente una ilimitada inclinación variable, tiene doble rodamientos de bolas en ambos extremos del eje, que al ser de 3 / 8 " en acero inoxidable, le permite manejar fácilmente hasta unas 30 libras de carga útil. La rotación es para hasta 400 °.



Figura 3.1: Presentación del GTD985-8.00A inclinación

Especificaciones:

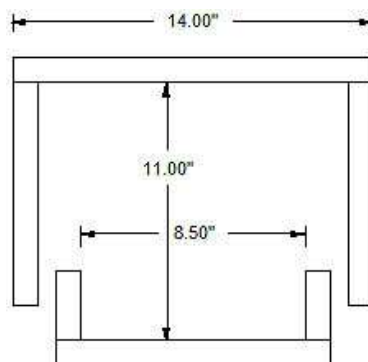


Figura 3.2: Dimensiones del GTD985-8.00A inclinación

A continuación se pueden observar las principales especificaciones técnicas de este tipo de cabeza remota.

Tabla 3.1: ESPECIFICACIONES DE LA DE CABEZA REMOTA GTD985-8.00A

Ancho máximo de la cámara	8.5"
Longitud máxima de la cámara	14"
Altura máxima de la cámara	11"
Máx. Capacidad de carga	25lb
Peso de la Unidad	2.95lb

3.2.2 Cabeza Remota VZ MC100 [7]

Tiene un diseño robusto y fiable, casi no se necesita de reparaciones ni mantenimiento. Es una unidad ligera, suave y fácil de operar, puede ser montado en un brazo de una grúa, colocada sobre un trípode y tiene completa capacidad para realizar un giro horizontal y vertical de 360° en el rastreo más lento, además consta de una caja de control intuitivo y compacto que permite operar prácticamente en cualquier circunstancia.



Figura 3.3: Cabeza VZ MC100

Tabla 3.2: ESPECIFICACIONES DE LA VZ MC 100

Peso de la Unidad	8,5 libras
Dimensiones del cabezal	H 22" x W 11" x D 5"
Bolsas de Peso	28,5 libras
Max Peso de la cámara	30 libras
Requisitos de alimentación	12V 1.5A mínima (hasta 48 V)
Construcción	Aluminio (polvo-revestido), acero inoxidable

3.3 Alternativas del brazo giratorio

3.3.1 BRAZO MICRODOLLY Plumín sistema [8]

En este diseño el brazo de base pesa poco más de 10 libras (4,5 kg) y fácilmente pueden llevar cargas de hasta 50 libras (22,7 kg). Se puede montar sobre trípodes más profesional cuando sea necesario, el brazo puede montarse en cualquier posición.

**Figura 3.4:** Brazo giratorio

Tiene un adaptador para conectar el brazo, a casi cualquier tipo de trípodes. Para aumentar el alcance, puede extenderse de 33 pulgadas a 52 pulgadas. No se requieren

herramientas para montar, tiene una innovación que le permite utilizar cualquier cosa como contrapeso.



Figura 3.5: Alternativa de contrapeso

3.3.2 **BRAZO EZ FX [2]**

El brazo EZ foque es portátil, fácil de usar y es el más versátil de la industria de la producción. Tiene una auto nivelación, este se convierte en el brazo más único en el mercado, su brazo está compuesto con pan / tilt (arrastre/inclinación) de movimiento. El Kit de extensión le permite convertir el brazo regular EZ foque en un estilo más largo evento Plumín dándole dos brazos en uno. Este sistema se adapta a cualquier escenario de producción y crecer con sus necesidades. El brazo consiste en cuatro columnas de aluminio, diseñado para tener gran estabilidad y ser muy ligero a la vez.



Figura 3.6: Brazo Ez Fx

3.4 Alternativas del trípode

3.4.1 TRÍPODE VZ-TC100A [9]

Este tipo de trípodes nos brindan una máxima resistencia y estabilidad. Este trípode puede ser utilizado para apoyar cualquier cámara.



Figura 3.7: Trípode patas regulables

Descripción

- Ajuste de altura
- Distribuidor de bajo nivel
- Acabado negro

Especificaciones

Tabla 3.2: ESPECIFICACIONES DEL TRÍPODE VZ-TC100A

Altura plegada	36.5"
Máx./Mín. Altura	58.5"/30"
Máx. Capacidad de carga	30lb
Peso de la Unidad	20.5lb
Material	Aluminio

3.4.2 TCR-100 Crane [10]

Este trípode es el único que se recomienda para su uso con cualquier grúa, sin importar la marca. El TCR100 fue diseñado combinando una base de mecanizado macizo placa (no moldeado), acero inoxidable de gran tamaño y patas niveladoras para un diseño ultra-estable. Con aluminio anodizado, sujeciones de acero inoxidable y bujes de bronce sólido, la TCR100 durará toda la vida.



Figura 3.8: Detalles de la parte superior e inferior del trípode

Extremadamente rígido, fuerte y ligero, el TCR-100 fue diseñado para un montaje fijo y el trabajo pesado. El acero inoxidable de las patas niveladoras ofrecen hasta 3" de ajuste.



Figura 3.9: Trípode Crane

Especificaciones

Tabla 3.3: ESPECIFICACIONES DELTRÍPODE CRANE

Máx./Mín. Altura	56"/49"
Anchura	7.75"
Máx. Capacidad de carga	90lb
Peso de la Unidad	16.8lb
Material	Acero inoxidable

3.5 Alternativas de Plataformas Dolly

3.5.1 Dolly vz-d100 [7]

El jib dolly está diseñado para acomodar trípodes pesados o ligeros, esta plataforma es ideal para mover grandes montajes sobre un terreno plano. Además es necesario que exista bloqueo de las ruedas para mantener su trípode inmóvil durante el

rodaje. Cuando haya terminado el rodaje, esta plataforma se pliega a un tamaño compacto para un fácil transporte.



Figura 3.10: Plataforma VZ-D100

Especificaciones

Tabla 3.4: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL JIB DOLLY

Longitud máxima de extensión	17.5"
Máx. Capacidad de carga	140lb
Peso de la Unidad	10lb

3.5.2 Spider Dolly [8]

Puede tener tres ruedas con frenos de bloqueo que la rotación de la rueda, o puede tener 2 ruedas por posición de bloqueo y 1 rueda de frenado. La combinación de 2 y 1 crea un efecto de tres ruedas que puede hacer la dirección más precisa, mientras que con 3 ruedas de frenado ofrece una mayor rigidez y se prefiere a menudo por los usuarios de la plataforma a la posición de un brazo.


















Figura 3.11: Spider Dolly

3.6 Selección de la mejor alternativa

La selección de la mejor alternativa se la hizo tomando en cuenta las mayores ventajas en cuanto al costo, funcionalidad, facilidad de mantenimiento, peso, etc. así como también la parte estética.

Tabla 3.5: CUADRO MORFOLÓGICO DE LAS ALTERNATIVAS PROPUESTAS

	1	2	
	GDT985-8.00A	VZ MC100	VZ MC50
Sistema de la Cabeza remota			
Mecanismo de Transmisión	Banda 	Engranajes Rectos 	Engranajes Helicoidales 
Accionamiento	servomotor 	Motor Paso a paso 	
Brazo giratorio	EZ 	Microdolly 	crane 120 
Triode	CRANE TCR-100 	LW T 	
Plataforma	Dolly vz-d100 	spider dolly 	

----- Alternativa elegida

3.6.1 Sistema de la cabeza remota

Se determinó optar por la primera alternativa ya que este sistema nos brinda movimientos más limpios y precisos con la ayuda de un control electrónico.

3.6.2 Brazo Giratorio

Se seleccionó la segunda alternativa, en vista de que esta cumple con la mayoría de las consideraciones expuestas por el auspiciante y es factible realizar un diseño de adaptación para las demás condiciones necesarias.

3.6.3 Trípode

Para el diseño del trípode se optó por combinar las dos alternativas seleccionadas para de este modo obtener un modelo satisfactorio de acuerdo a los parámetros anteriormente mencionados.

3.6.4 Plataforma

La plataforma spider dolly fue la seleccionada para nuestro porta jib, por su fácil construcción y diseño.

Se concluye entonces que el Porta jib a construir tiene las características semejantes a la de un porta Jib Estándar con extensiones de 36" detallado en tabla 2:1.

CAPÍTULO IV

4 DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS

4.1 Diseño Mecánico de los elementos del dispositivo de la cabeza remota

La cabeza remota está compuesta por dos principales sistemas que hacen posible el movimiento de la cámara con la ayuda de servo engranes, los mismos que son seleccionados dependiendo del torque y velocidad de giro que se necesite. En la figura se puede observar estos sistemas de movimiento, siendo el sistema Tilt (inclinación) el que se encargue de la inclinación de la cámara hacia abajo y hacia arriba, y el sistema Pan (arrastre) en cambio controla el giro de la cámara, tanto a la derecha como a la izquierda.

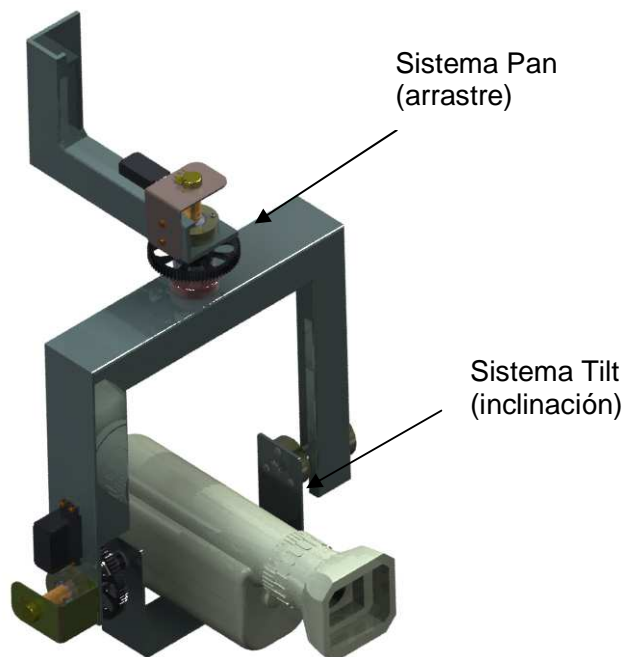


Figura 4.1: Partes de la cabeza remota

4.1.1 Diseño del sistema tilt (inclinación)

Para el diseño del mecanismo de inclinación, se debe tomar en cuenta las dimensiones de la cámara a utilizarse, su peso y el rango de giro que va a efectuarse mediante el accionamiento de una botonera la misma que produce el movimiento en el servo motor.



Figura 4.2: Pletina inferior

El dimensionamiento y la forma de la pletina deben garantizar una facilidad y suavidad en el movimiento que esta va a realizar, y a su vez mantener la estabilidad de la cámara.

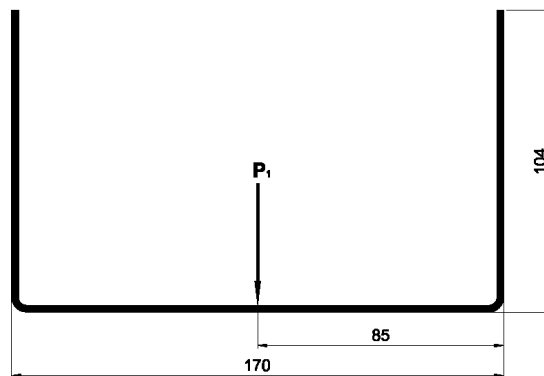


Figura 4.3: Dimensiones del mecanismo tilt

La principal carga que está soportando la pletina es el peso de la cámara, para el análisis se le toma como un viga doblemente empotrada.

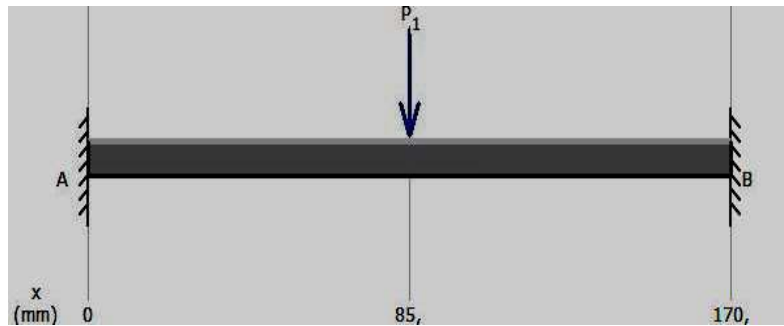


Figura 4.4: Esquema de las fuerzas actuantes sobre la pletina

Donde:

P_1 Peso de la cámara que corresponde a 21.57N/mm

En el esquema se puede observar como las reacciones y los momentos, tanto en el punto A como en el B son iguales.

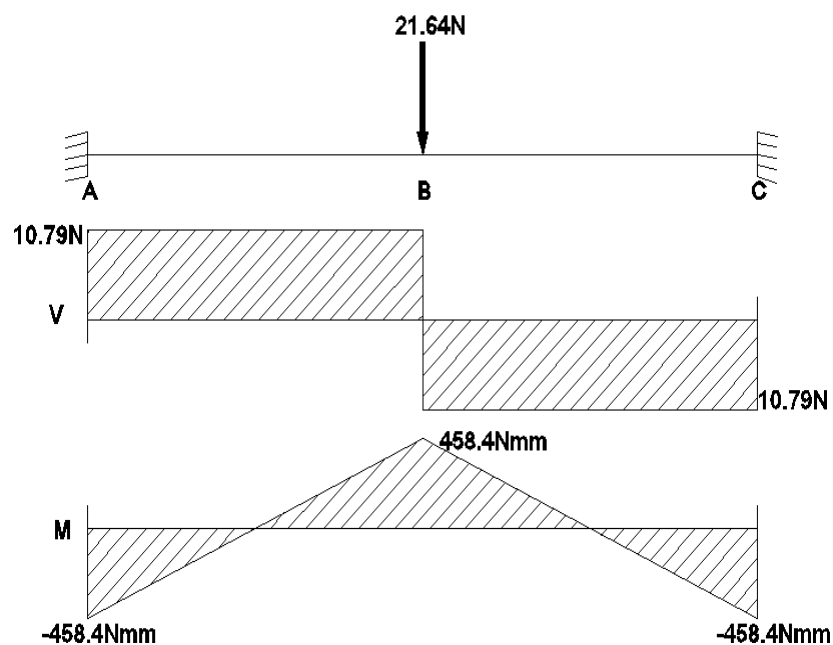


Figura 4.5: Diagrama de cortante y momento flector respectivamente

Siendo:

Ra Reacción en el punto A, igual a 10.79 N

Máx. Momento flector, igual a 458.4Nmm

4.1.1.1 Diseño estático de la pletina inferior

El análisis se realiza en el punto B. Para el cálculo de la inercia, de la Tabla A-2, para la aleación de aluminio 6061 se obtiene un $S_y = 55N/mm^2$, imponiendo que el ancho de la platina sea 20 veces su espesor, con un factor de seguridad de $n = 3$, se determina la sección transversal.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b' \cdot h^3}{12} \quad (4.1)$$

$$I = \frac{20h \cdot h^3}{12} - \frac{6.35mm \cdot h^3}{12} = \frac{20h^4 - 6.35h^3}{12}$$

Usando el límite del sigma permisible para la flexión [13] tenemos.

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y = 0.6(55) = 33N/mm^2$$

El esfuerzo de diseño es entonces:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{perm}}{n} = \frac{33}{3} = 11N/mm^2 \quad (4.2)$$

Con el esfuerzo de diseño y reemplazando el valor de la inercia, se encuentra el espesor de la pletina.

$$\sigma_d = \frac{M \cdot c}{I} \quad (4.3)$$

$$11N/mm^2 = \frac{458.4Nmm \cdot h/2}{\frac{20h^4 - 6.35h^3}{12}}$$

$$h = 2.4mm$$

La sección transversal de la platina es de 2.4 por 48mm.

4.1.1.2 Selección del servo motor 1, piñón y rueda dentada

Para la selección del motor es indispensable conocer el torque que va ser necesario para producir el movimiento en el eje.

4.1.1.2.1 Determinación del torque

El torque necesario se calcula en función del peso de la pletina y la cámara, multiplicado por la distancia perpendicular, se debe tomar en cuenta el ángulo máximo de inclinación de la pletina que es 90°, ya que este vendría a ser nuestro punto crítico como se puede ver en la figura.

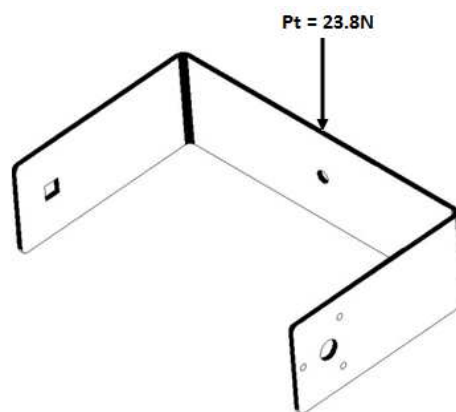


Figura 4.6: Ubicación de la fuerza que produce torque

$$P_t = 23,8N$$

$$Tn = P_t * d_{\perp} \quad (4.4)$$

Siendo:

P_t Fuerza correspondiente al peso que debe soportar.

d_{\perp} Distancia perpendicular a la fuerza en el ángulo máximo de inclinación.

$$Tn = 23.8N * 82.8mm = 1970.6Nmm$$

Selección del Servomotor [14]

Es necesario determinar una relación de transmisión para reducir, del torque necesario al torque de placa del motor, al mismo se produce una reducción de velocidad, de la Tabla A-8 y se seleccionó un piñón (motriz) con un $z_1=13$ y un engrane (conducido) con un $z_2=70$, con un módulo igual a 1. La relación de transmisión se evalúa con la siguiente ecuación.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.5)$$

Despejando de la Ec. (4.5) la relación de transmisión en función del número de dientes tenemos:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{13} = 5,4$$

$$Tp = Ts/i \quad (4.6)$$

$$Tp = 1970.6/5.4 = 365Nmm$$

$$Tp = 52onzas * in$$

Con el torque (placa del motor), se selecciona en el catálogo de Futaba [Tabla A-3], el servo motor S9001 que trabajando a 4,8 V genera un torque de 54 onza*in (381Nmm), siendo este el más aproximado al calculado. Por efecto de la transmisión la velocidad de salida es de 8.4rpm, que es satisfactorio, pero lamentablemente no se pudo conseguir dicho servo a pesar de existir en el catálogo, ya que no estaba disponible en el mercado por el importador de servomotores, se tuvo que adquirir el S3305 con un torque de 99 onzas-in, que equivale a 699,09Nmm, donde aplicando la Ecu. (4.6) obtenemos un torque de salida de:

$$Ts = 699.01Nmm * 5.4 = 3761.1Nmm$$

La velocidad del servo es 0.25seg. en 60°, indicada en el catálogo de la Tabla A-3, que equivale a 40rpm, la misma que se reduce por la transmisión y se determina utilizando la Ec. (4.5) teniendo así la velocidad dentro del parámetro de diseño:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{40rpm}{5,4} = 7,43rpm$$

Además de esta reducción por transmisión también se realizó una segunda reducción de velocidad por medio del programa del circuito electrónico del Pic, siendo la velocidad final el 30% de los 7,43rpm, esto es 2,23rpm.

4.1.1.3 Diseño del Eje Lateral (E1)[15]

Este eje recibe el movimiento del mecanismo de transmisión del servomotor para lo cual se ha usado un piñón y un engrane. Según las características que se tiene de

acuerdo a este trabajo estará sometido a flexión y torsión combinadas, se seleccionó un acero AISI 1080 HR de la Tabla A-1 que tiene las siguientes características:

Resistencia a la tensión $S_{ut} = 89\text{kpsi} = 615\text{MPa}$

Resistencia a la fluencia $S_y = 55\text{kpsi} = 380\text{MPa}$

Las fuerzas actuantes sobre el eje son las producidas por la transmisión de movimiento, otra fuerza es el peso de la cámara en conjunto con la pletina el cual está siendo soportado por dos ejes uno de cada lado es por esto que la fuerza $P_2 = 12\text{ N}$ la mitad del peso total ($P_t = 23,8\text{N}$).

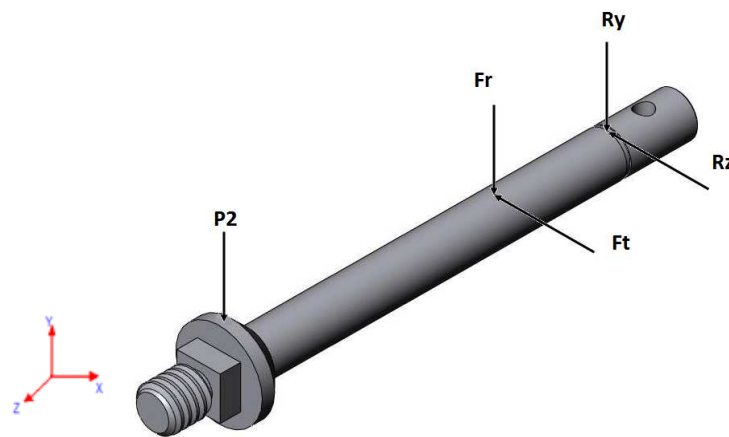


Figura 4.7: Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje lateral

Determinación de la fuerza tangencial y la fuerza radial [16]

Cálculo de la fuerza tangencial.

$$T_s = Ft * \frac{d_2}{2} \quad (4.7)$$

Donde:

T_s : Torque del engrane 2, igual a $3761,1\text{Nmm}$.

Ft : Fuerza tangencial actuante por el movimiento.

d_2 : Diámetro del engrane 2, $d = 70\text{mm}$.

$$F_t = \frac{3761,1\text{Nmm}}{\frac{70\text{mm}}{2}} = 107,46\text{N}$$

De acuerdo al análisis realizado anteriormente se tiene que la carga transmitida (F_t) por el piñón 1 al engrane 2 es igual a 107,46N. La fuerza radial será:

$$F_r = F_t * \tan\varphi \quad (4.8)$$

Donde:

F_r : Fuerza radial actuante por el movimiento

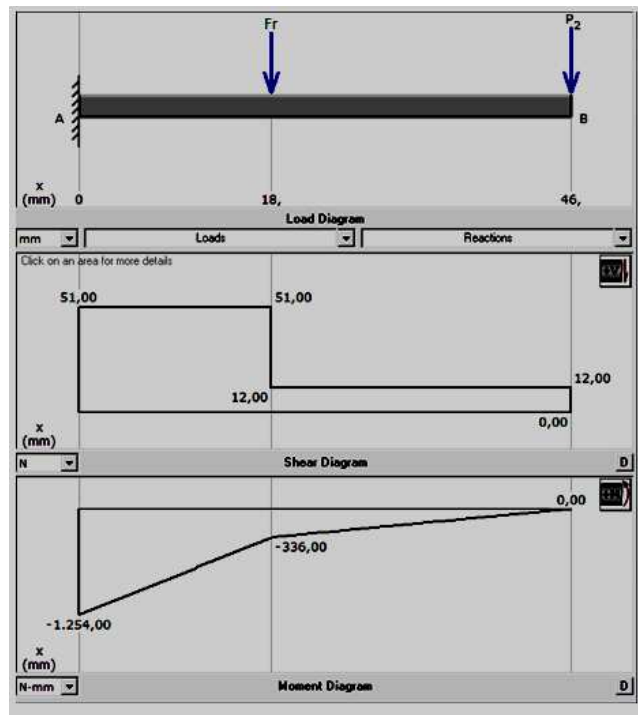
φ : Ángulo de presión

$$F_r = 107,46\text{N} * \tan 20^\circ$$

$$F_r = 39\text{N}$$

En los gráficos se indican las fuerzas F_r , F_t y P_2 , dependiendo del plano en el que se realice el análisis, y P_2 corresponde al peso que soporta el eje.

- a) Plano xy: En este plano $F_r = 39\text{N}$ que corresponde a la fuerza radial del engrane y $P_2 = 12\text{N}$.



- b) Plano xz: En este plano $F_t = 107,46\text{N}$ que corresponde a la fuerza tangencial del engrane y $P_2 = 12\text{N}$.

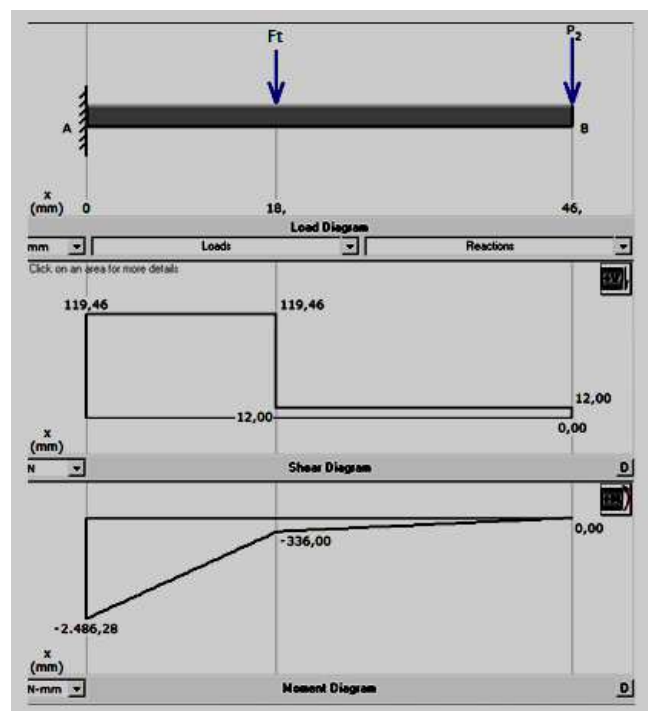


Figura 4.8: Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores

Los momentos se consideran en el punto crítico cuando $x = 0\text{mm}$, como se puede ver en la fig.4.7 de donde se tiene:

$$M_{xy} = 1254\text{Nmm}$$

$$M_{xz} = 2486,28\text{Nmm}$$

Para el análisis encontraremos el momento flector resultante de la siguiente manera:

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (4.9)$$

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{1254^2 + 2486^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 2784\text{Nmm}$$

4.1.1.3.1 Diseño estático [19]

Para el diseño estático se lo hará con la siguiente fórmula:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (4.10)$$

Donde:

d : Diámetro del eje.

n : Factor de seguridad $n=1.6$

M : Momento flector máximo $M = 2784\text{Nmm}=2.78\text{Nm}$

T : Torque $T = 3.76\text{ Nm}$

S_y : Límite de Fluencia del material $S_y = 380\text{MPa}$

Reemplazando valores tenemos:

$$d = \left[\frac{32 * 1.6}{\pi * 380 MPa} (2.78^2 + 3.76^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 6 * 10^{-3} m = 6 mm$$

El diámetro del eje según el diseño estático es de 6mm, valor que será validado con el diseño dinámico.

4.1.1.3.2 Diseño dinámico [17]

Para el diseño dinámico se calculan los esfuerzos combinados.

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3} \quad (4.11)$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 2.78 Nm}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{28.3 Nm}{d^3}$$

$$\tau_m = \frac{16 * T_2}{\pi * d^3} \quad (4.12)$$

$$\tau_m = \frac{16 * 3.76 Nm}{\pi * d^3}$$

$$\tau_m = \frac{19.15 Nm}{d^3}$$

Determinación del límite de fatiga, para lo cual se asume un k_i (coeficiente modificativo) de 0.34.

$$S_e = k_i * S_e' \quad (4.13)$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a fatiga del elemento mecánico (MPa)

S_e' : Límite de de resistencia a la fatiga cuando rota

$$S_e' = 0,5 * 615MPa = 307.5MPa$$

$$S_e = 0,34 * 307.5MPa = 104.55MPa$$

Esfuerzos Equivalentes

Aplicando la ecuación de Von Mises se obtiene:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma a^2 + 3 * \tau a^2} \quad (4.14)$$

$$\sigma_{eqa} = \sigma a$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{28,3Nm}{d^3}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma m^2 + 3 * \tau m^2} \quad (4.15)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * \left(\frac{19,15Nm}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \frac{33,15Nm}{d^3}$$

Reemplazando en la ecuación de Goodman un valor de $n = 1.6$ y los sigmas equivalentes tenemos.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (4.16)$$

$$\frac{\frac{28,3Nm}{d^3}}{104.55MPa} + \frac{\frac{33,15Nm}{d^3}}{615MPa} = \frac{1}{1.6}$$

Despejando d:

$$d = 8.0 * 10^{-3} m = 8.0 mm$$

El diámetro encontrado es aproximado a 8mm. Se comprueba este resultado mediante el refinamiento.

$$k_i = k_a * k_b * k_c * k_d * k_g * k_e \quad (4.17)$$

Determinación del coeficiente modificativo [18].

$$k_a = 0,75 \text{ maquinado}$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,868 \text{ confiabilidad de 95\%}$$

$$k_d = k_g = 1 \text{ condiciones normales}$$

$$k_e = 0,539$$

El verdadero valor del k_i es:

$$k_i = 0.75 * 1 * 0.868 * 1 * 1 * 0.539 = 0.350$$

Reemplazando el valor del diámetro $d = 8mm$, en la Ec. (4.16) y el verdadero valor de k_i en la ecuación de (4.13), despejando n se tiene (valores dados en MPa.):

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{55.3}{107.6} + \frac{65}{615}}$$

$$n = 1.61$$

Se puede comprobar que el valor asumido es igual al valor obtenido, se concluye que el diámetro cálculo coherente y aceptable para el diseño es de 8mm.

4.1.2 Diseño del sistema pan (arrastre)

Las dimensiones de este elemento están dadas en función del ángulo o grado de libertad con la que tendrá que girar sin tener roce alguno con el brazo giratorio.

Se planteó la idea de utilizar un perfil C, con un espesor de 4mm debido a que el ancho de ésta pletina es el necesario para poder realizar una cavidad en el que encajará el servomotor del sistema Tilt(inclinación), el alma del perfil es de 54mm y esto nos garantiza un buen agarre del servomotor evitando que se produzca fallas por la concentración de esfuerzos.

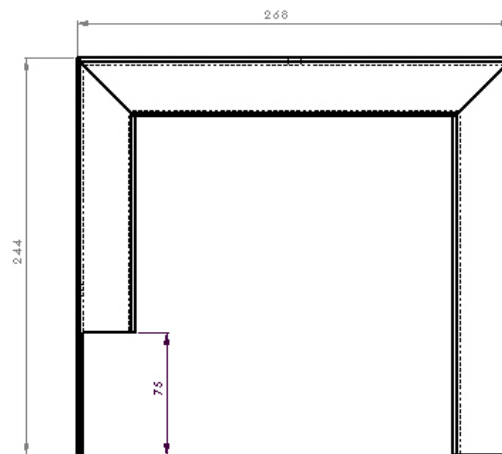


Figura 4.9: Dimensiones del perfil superior.

Las cargas que se toma en cuenta son: el peso de la cámara en conjunto con la placa inferior y el sistema de servo engrane diseñado para darle el movimiento de inclinación.

Esto es los 26N del peso. El material a utilizar es la aleación de aluminio utilizada también en la primera parte del diseño de la cabeza.

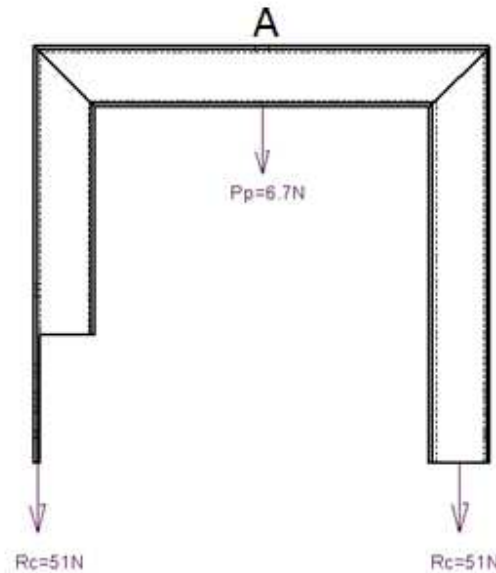


Figura 4.10: Diagrama de cuerpo libre

4.1.2.1 Diseño estático del sistema

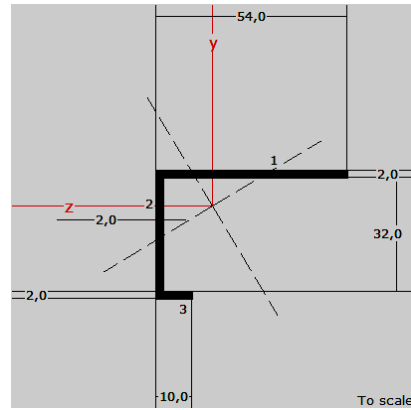
Las propiedades del material se pueden obtener de la Tabla A-3, siendo este el mismo utilizado en la pletina inferior, aleación de aluminio con un límite a la fluencia de $S_y = 562.739 \text{ kg/cm}^2 = 55 \text{ N/mm}^2$, y se procede a calcular los esfuerzos producidos. El análisis se lo realiza en el punto A ya que en este punto va montado un eje que le va a permitir el movimiento de arrastre (pan) al sistema.

$$Rc = 51N$$

$$Mf = Rc * d_{\perp} \quad (4.18)$$

$$Mf = 51N * 132mm = 6732Nmm$$

Determinación del momento de inercia del perfil.



Z Axis Properties

From bottom to centroid	y (bot)	25,8	mm
From centroid to top	y (top)	10,2	mm
Area of shape	A	192,0	mm ²
Moment of Inertia	I _z	30839,7	mm ⁴
Section Modulus	W _z	1195,7	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	1195,7	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	3021,0	mm ³
Radius of Gyration	r _z	12,7	mm
Plastic Modulus	Z _z	1789,3	mm ³
Shape Factor		1,5	
From bottom to plastic n.a.	y _p (bot)	34,2	mm
From plastic n.a. to top	y _p (top)	1,8	mm

Figura 4.11: Dimensionamiento del perfil tipo C y sus respectivas propiedades.

Se determina el sigma de flexión tomando en cuenta la sección transversal del perfil.

(4.19)

Encontraremos entonces el valor de n aplicando la Ec. (4.2), siendo el

$$n = 5.5$$

El factor de seguridad es muy elevado, sin embargo se justifica debido a que es necesario que este elemento conste de cierta robustez para evitar que se tambalee por efecto del viento.

4.1.2.2 Selección del servo motor 2, piñón y rueda dentada [14]

Para la selección del servomotor es necesario conocer el torque que va a permitir el movimiento el giro de la cabeza remota.

4.1.2.2.1 Determinación del torque

Debido a que el eje se encuentra en el centro de inercia de la pletina superior el torque necesario es relativamente pequeño y únicamente está en función de la fuerza de rozamiento.

$$F_{ro} = N * \mu \quad (4.20)$$

Siendo:

N La normal, igual a 32,7N

μ Coeficiente de rozamiento entre aluminio, se desprecia debido a la presencia del rodamiento.

$$F_{ro} = 32,7N$$

El torque sería entonces:

$$T_n = 32,7 * 28mm \quad (4.21)$$

$$T_n = 915,6Nmm$$

El motor seleccionado es el mini servo S3107 con un torque de 120Nmm y una velocidad de 83,3rpm [Tabla A-3]. La relación de transmisión para reducir la velocidad a 7rpm, es $i = 12$ y el torque final es 1440Nmm. Pero por las razones ya expuestas anteriormente se debió utilizar el mismo sistema servo engrane antes calculado.

4.1.2.3 Diseño del Eje Principal

Las fuerzas que actúan sobre el eje debido a la transmisión de movimiento también son iguales. Lo único que varía es la longitud y la fuerza axial que debe soportar el eje, fuerza que corresponde al peso de la cabeza y la que vendría a producirle un esfuerzo por tracción.

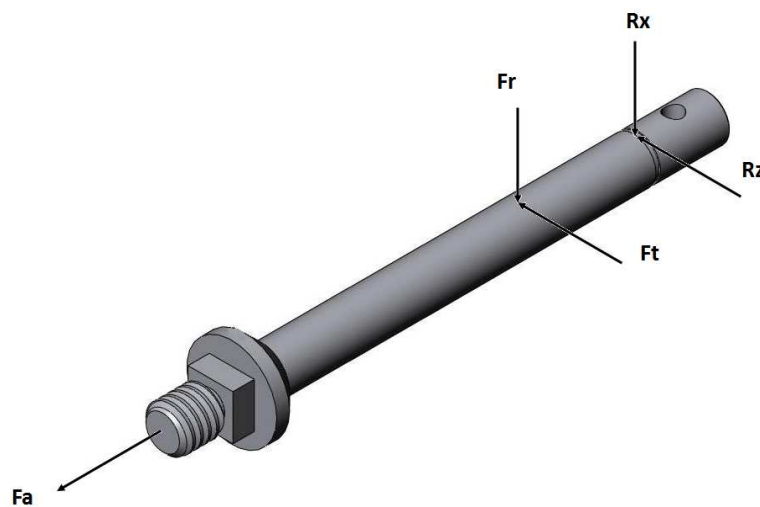
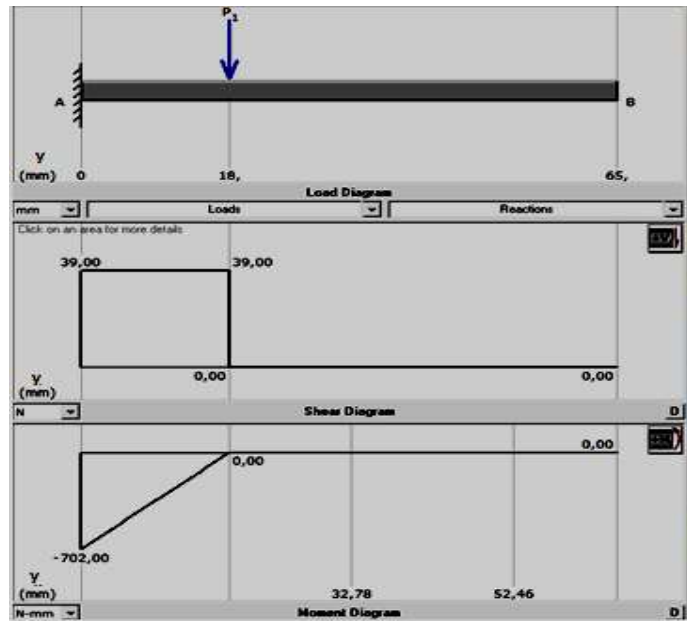


Figura 4.12: Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje principal

- a) Plano yx para este plano $P_1 = 39\text{N}$ correspondiente a la fuerza radial del engrane.



- b) Plano yz para este plano $P_1 = 107,46\text{N}$ correspondiente a la fuerza tangencial del engrane y $F_a = 32,8\text{N}$.

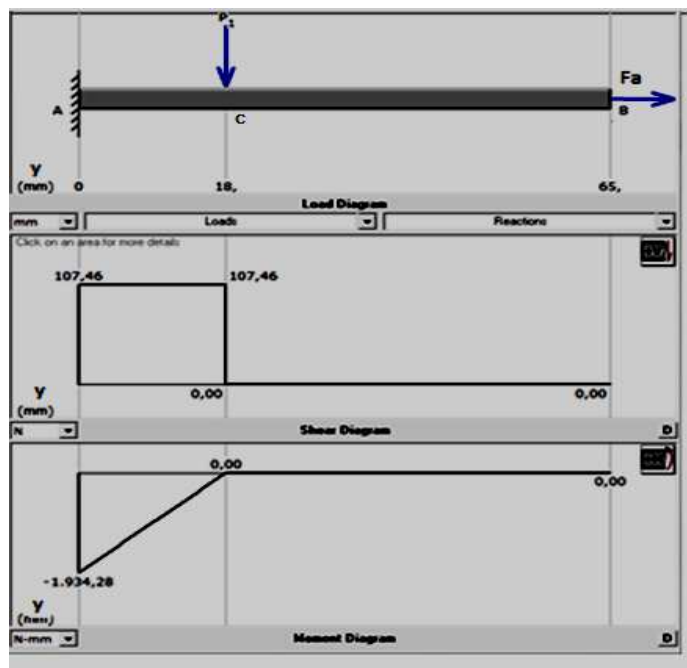


Figura 4.13: Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en:

- a) plano yx b) plano yz

Se considera el punto C como crítico, cuando $y = 0\text{mm}$, teniendo entonces.

$$M_{yx} = 702Nmm$$

$$M_{yz} = 1934Nmm$$

Utilizando la ecuación (4.9) encontramos el momento máximo.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{702^2 + 1934^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1224,8Nmm$$

4.1.2.3.1 Diseño estático [19]

Para el diseño estático se lo hará con la fórmula (4.10):

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde:

d : Diámetro del eje.

n : Factor de seguridad $n=2$

M : Momento flector máximo $M = 1224.8Nmm = 1.22Nm$

T : Torque $T = 3.76 Nm$

S_y : Límite de Fluencia del material $S_y = 380MPa$

Reemplazando valores tenemos:

$$d = 6 * 10^{-3}m = 6mm$$

El diámetro del eje según el diseño estático es de 6mm, valor que será validado con el diseño dinámico.

4.1.2.3.2 Diseño dinámico [17]

Para el diseño dinámico reemplazamos datos en la ecuación (4.11) y (4.12) obtenemos los esfuerzos de flexión y cortante.

$$\sigma_a = \frac{12,4Nm}{d^3}$$

$$\tau_m = \frac{19,15Nm}{d^3}$$

Debido a la presencia de la fuerza axial en el eje, ($F_{trac} = 32,7N$) se produce entonces un σ_m .

$$\sigma_m = \frac{F}{A} \tag{4.22}$$

$$\sigma_m = \frac{32,7N * 4}{\pi d^2} = \frac{41,6}{d^2}$$

Determinación del límite de fatiga, con la ecuación (4.13) para lo cual se asume un k_i (coeficiente modificativo) de 0.34

$$Se' = 0,5 * 615MPa = 307.5MPa$$

$$Se = 0,34 * 307.5MPa = 104.55MPa$$

Esfuerzos equivalentes

Aplicando la ecuación de Von Misses (4.14) y (4.15) se obtiene:

$$\sigma_{eqa} = \frac{12,4Nm}{d^3}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{41,6}{d^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{19,15Nm}{d^3}\right)^2}$$

Reemplazando en la ecuación de Goodman (4.16) un valor de n=2 y los sigmas equivalentes tenemos.

$$\frac{\frac{12,4Nm}{d^3}}{104.55MPa} + \frac{\sqrt{\left(\frac{41,6}{d^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{19,15Nm}{d^3}\right)^2}}{615MPa} = \frac{1}{2}$$

Despejando d:

$$d = 7.2 * 10^{-3}m = 7.2mm$$

El diámetro encontrado es de 7.2mm, pero el diámetro comercial es de 8mm. Se comprueba este resultado mediante el refinamiento valiéndonos de la ecuación (4.17), determinamos entonces el coeficiente modificativo [18].

$$k_a = 0,75 \text{ maquinado}$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0.868 \text{ confiabilidad de 95\%}$$

$$k_d = k_g = 1 \text{ condiciones normales}$$

$$k_e = 0.524 \text{ para carga axial}$$

El verdadero valor del k_i es:

$$k_i = 0.75 * 1 * 0.868 * 1 * 1 * 0.524 = 0.34$$

Reemplazando el valor del diámetro $d = 8\text{mm}$, en la Ec. (4.16) y despejando n se tiene (valores dados en MPa.):

$$n = 2.9$$

Se concluye que el diámetro del eje en efecto es $d=8\text{mm}$.

4.1.3 Selección de Rodamientos [20]

Para ello es necesario determinar los tipos de cargas a las cuales están sujetos tanto el eje lateral (E1), como el eje principal (E2), se elabora entonces una tabla para de este modo presentar las reacciones y seleccionar el rodamiento en base a la fuerza más crítica.

4.1.3.1 Análisis estático.

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$C_o = f_s * P_o \quad (4.23)$$

f_s ; Factor de esfuerzos estáticos exigencias normales.

C_o ; Capacidad de carga estática [kN].

P_o ; Carga estática equivalente [kN].

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños.

$f_s = 1,5 - 2,5$ para exigencias elevadas.

$f_s = 1,0 - 1,5$ para exigencias normales.

$f_s = 0,7 - 1,0$ para exigencias reducidas.

4.1.3.2 Análisis dinámico

El comportamiento de un rodamiento, está determinado por la carga dinámica equivalente P , para el caso del eje E2 se tiene que tomar en cuenta la carga radial y la axial por la siguiente ecuación:

$$P = XFr + YFa \quad (4.23a)$$

Donde:

X: Factor radial igual a 0,56

Y: Factor de empuje igual a 1,6

Fr: Carga radial aplicada igual a 114N

Fa: Carga de empuje igual a 32,8N

Por tanto:

$$P = 116,32N$$

Para el caso del eje E1, en el cual solo existe carga radial el valor de P determinado por la ecuación (4.23a), nos da $P=Fr$ ya que $x=1$ y $y=0$.

La carga dinámica C, se determina con la Ec. 4.23b.

$$C = P * \frac{f_L}{f_n} \quad (4.23b)$$

Otros parámetros importantes son: el factor de velocidad f_n y el factor de vida f_L . Este factor depende del tipo de aplicación. Conociendo los parámetros anteriores, se puede evaluar la carga dinámica C:

Tabla 4.1: SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Eje	F. Radial(N)		Fr. Equi. (N)	Fa (N)	fs	Co (cal) (N)	Co (rod) (kN)	fl	fn	C (cal) (N)	C (rod) (kN)	Ø (mm)	Serie (rod)
	Plano xy	Plano xz											
E1	51	119.46	130	0	1.3	169	1.37	2,5	1,5	220	3.45	8	FAG 608
E2	39	107.46	114	32.8	1.3	148.2	1.37	2,5	1,5	200	3.45	8	FAG 608

Los rodamientos rígidos con una hilera de bolas soportan cargas radiales y axiales, además son apropiados para número de revoluciones elevadas. Por estas razones y precio económico, se seleccionó este tipo de rodamientos de la Tabla A-9.

Las condiciones para que el rodamiento seleccionado sea el óptimo son las siguientes:

- Estático

$$C_{0_{rod}} > C_{0_{req}}$$

- Dinámico

$$C_{rod} > C_{req}$$

Como se puede apreciar en la tabla, los rodamientos seleccionados cumplen con las dos condiciones.

4.1.4 Diseño de la placa sujetadora de la cabeza remota

Este diseño debe tener un n considerablemente alto, debido a que de este elemento depende el buen estado del equipo más costoso del brazo, como lo es la cámara y los controles del sistema Pan /Tilt (arrastre/inclinación), ubicados en la cabeza. El dimensionamiento de la placa sujetadora esta hecho en base a la ubicación del peso total que esta tendrá que soportar, de forma que no permita al momento del giro desbalance alguno, ni que la parte posterior de la cámara choque con el brazo al realizar la combinación de los dos movimientos.

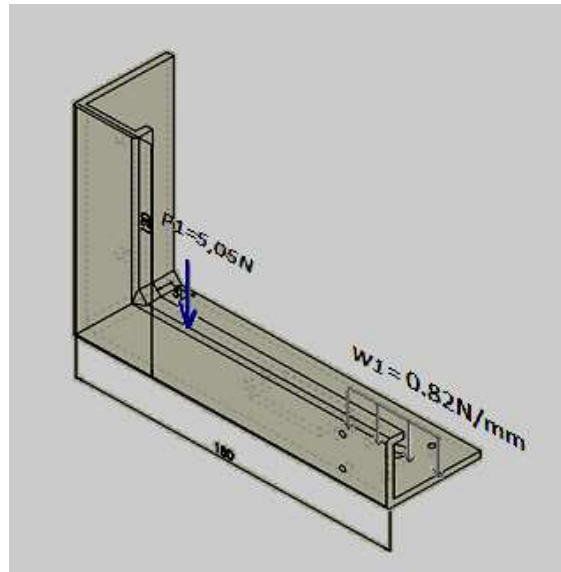


Figura 4.14: Diagrama de cuerpo libre de la placa

4.1.4.1 Diseño estático [21]

Se toma como una viga en voladizo donde $P1=5,05\text{N}$ corresponde al peso del acople en conjunto con el sistema servo engrane, y el $W1=0,82\text{N/mm}$ se refiere al peso distribuido que la cabeza ejerce sobre el área de la manzana que sujeta el eje. Analizando la viga en voladizo se determinará el momento flector máximo.

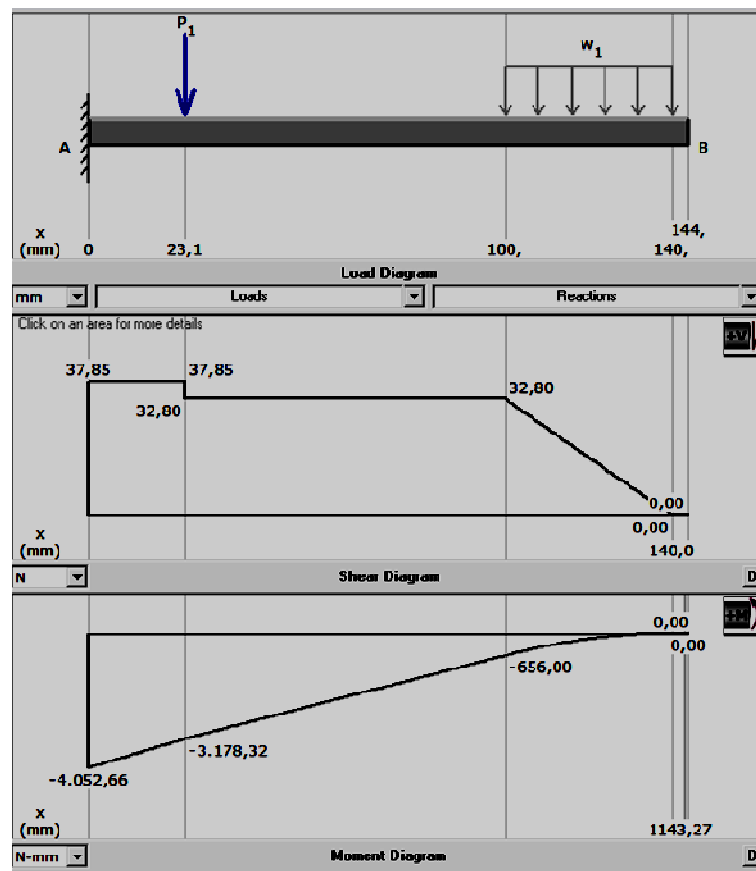


Figura 4.15: Diagrama de cortante y momento flector.

Usando el límite del sigma permisible para la flexión [13], y tomando las propiedades del aluminio 6061 $S_y = 55,18 \text{ N/mm}^2$ de la Tabla A-3, tenemos:

(4.24)

Momento flector máximo:

Reemplazando el momento máximo en la ecuación (4.19) ya que se trata del mismo perfil en C, tenemos entonces el sigma de diseño:

Obtenemos el valor de n de la ecuación (4.2):

El factor de seguridad es elevado, pero se justifica por la aplicación.

4.1.4.2 Diseño y selección de pernos [22]

La selección de los pernos y su cantidad se la hace en base al área de sujeción, y a los esfuerzos a los que está sometido por acción de las cargas, y al apriete requerido ya que este elemento debe ser desmontable.

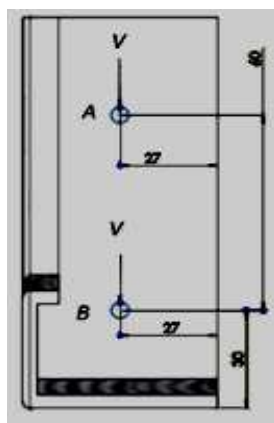


Figura 4.16: Diagrama de fuerzas actuantes sobre los pernos

Debido a la ubicación de las cargas se define que los pernos se encuentran sometidos a corte primario y a tracción secundaria.

Corte Primario

Considerando el área, y la facilidad que debe tener para montar y desmontar el equipo se decide colocar el menor número de pernos.

$$V = \frac{F}{N} \quad (4.25)$$

Donde:

F es la carga que debe soportar, esto es 37,85N

N número de pernos

Reemplazando en la ecuación (4.23) y asumiendo que son dos pernos tenemos:

$$V = 19N$$

Esta sería la fuerza cortante a la que estarán sometidos cada uno de los pernos. Para la determinación del esfuerzo cortante se asume un coeficiente de seguridad $n = 4$, como no se conoce el área de corte se deja en función de la misma.

$$\tau = \frac{n*V}{Ac} \quad (4.26)$$

$$\tau = \frac{4 * 19N}{Ac} = \frac{76N}{Ac}$$

Tracción Secundaria

Para el cálculo de la tracción secundaria es necesario transportar la carga al lugar donde van estar trabajando los pernos, por lo que se produce un momento flector obtenido en la figura 4.15.

$$M = 4053 \text{ Nmm}$$

Con este momento podemos calcular el valor de la fuerza de tracción a la que están sometidos cada uno de los pernos.

Características mecánicas del perno a utilizar [Tabla A-11].

Perno grado SAE 1

$$Sp = 33 \text{ kpsi} = 227,5 \text{ N/mm}^2$$

$$Sy = 36 \text{ kpsi} = 248 \text{ N/mm}^2$$

Perno A

$$Fa = \frac{M * r_1}{r_1^2 + r_2^2} \quad (4.27a)$$

$$Fa = \frac{4053 * 90}{90^2 + 30^2} = 41 \text{ N}$$

Perno B

$$Fb = \frac{M * r_2}{r_1^2 + r_2^2} \quad (4.27b)$$

$$Fb = \frac{4053 * 30}{90^2 + 30^2} = 14 \text{ N}$$

Se puede observar que el punto crítico se produce en el perno A y se procede al cálculo de esfuerzos.

$$\sigma = \frac{Fi}{At} + \frac{n * c * P}{N * At} \quad (4.28)$$

Donde:

Fi Pretensión inicial de los pernos para conexión desmontable.

Fp Fuerza que puede soportar el perno sin deformarse

At Área de tracción.

P Fuerza de tracción (punto crítico)

n Factor de seguridad

c Coeficiente de juntas

Sp Resistencia de prueba

$$Fi = 0.8 * Fp \quad (4.29)$$

$$Fi = 0.8 * Sp * At \quad (4.30)$$

$$Fi = 0.8 * 227.5 * At$$

$$Fi = 182At$$

Como no se conoce el área, nos asumimos un $c = 0.4$

$$\sigma = \frac{182At}{At} + \frac{4 * 0.4 * 41}{1 * At} = 182 + \frac{67}{At}$$

Se asume que el $At = Ac$, como se puede ver existe una combinación de esfuerzos para un diseño estático entonces según Von Misses tenemos:

$$\sqrt{(\sigma)^2 + 3 * (\tau)^2} = Sy$$

$$\sqrt{\left(182 + \frac{67}{At}\right)^2 + 3 * \left(\frac{76}{At}\right)^2} = 248 \text{ N/mm}^2$$

$$At = 1.5 \text{ mm}^2$$

Según la Tabla A-12, se determina el diámetro mayor nominal del perno, el cual corresponde a $d = 2 \text{ mm}$.

Refinamiento

En primera instancia es necesario determinar la rigidez efectiva del perno (k_b), como también la rigidez de los elementos de unión (k_m).

El módulo de elasticidad del acero es $E_b = 30 \text{ Mpsi} = 206800 \text{ N/mm}^2$, se tiene entonces:

$$k_b = \frac{A_b * E_b}{l} \quad (4.31)$$

$$k_b = \frac{\pi * d_b^2 * E_b}{4 * l}$$

$$k_b = \frac{\pi * 2^2 * 206800}{4 * 40} = 16242 \text{ N/mm}$$

El módulo de elasticidad del aluminio 6061 vale $E_m = 69000 \text{ N/mm}^2$. Por lo tanto, la rigidez de los elementos por la ecuación (4.30), es:

$$k_m = \frac{0.577 \pi E_m d_b}{2 \ln \left(5 \frac{0.577 l + 0.5 d_b}{0.577 l + 2.5 d_b} \right)} \quad (4.32)$$

$$k_m = \frac{0.577 \pi * 69000 * 2}{2 \ln \left(5 \frac{0.577(40) + 0.5(2)}{0.577(40) + 2.5(2)} \right)} = 8597 \text{ N/mm}$$

La constante de unión C será entonces:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (4.33)$$

$$C = \frac{16242 N/mm}{(16242 + 8597) N/mm} = 0.65$$

En la tabla A-12 se obtiene el $A_t=2,07mm^2$ y $A_c=1,79mm^2$, luego aplicando las ecuaciones (4.24) y (4.26) respectivamente y dejando en función de n, se obtiene:

$$\tau = 10.61n$$

$$\sigma = 182 + 18.53n$$

Aplicando la ecuación de Von Misses tenemos.

$$\sqrt{(182 + 18.53n)^2 + 3 * (10.61n)^2} = 248 N/mm^2$$

$$n = 3.5 \approx 4$$

Sin embargo, el diámetro es muy pequeño, por lo que se optó por utilizar pernos de 3/16 in, debido a que tendrá mayor seguridad y al ser una aleación de aluminio el material del elemento, tendrá mejor agarre que el perno obtenido en el cálculo.

4.2 Diseño del brazo giratorio

El brazo está formado por cuatro vigas de perfil cuadrado, dos superiores y dos inferiores, siendo la sección transversal de los perfiles superiores mayor que de los perfiles inferiores, debido a que el mayor esfuerzo es soportado por las vigas superiores.

Mediante la utilización del paquete de software Sap2000, se determinó la sección transversal de los perfiles superiores de aluminio de 1" ¼, y los perfiles inferiores de aluminio de 1" de la Tabla A-4. La barra de contrapeso es de acero ASTM A-513, perfil rectangular de 20x40x1.5mm, tomado de la Tabla A-6.

4.2.1 Determinación de la fuerza soportada por los perfiles inferiores

Es necesario para ello realizar el análisis en el tirante A, ubicado en el extremo del brazo, donde se encuentra montada la cabeza remota las fuerzas se pintan en la siguiente figura.

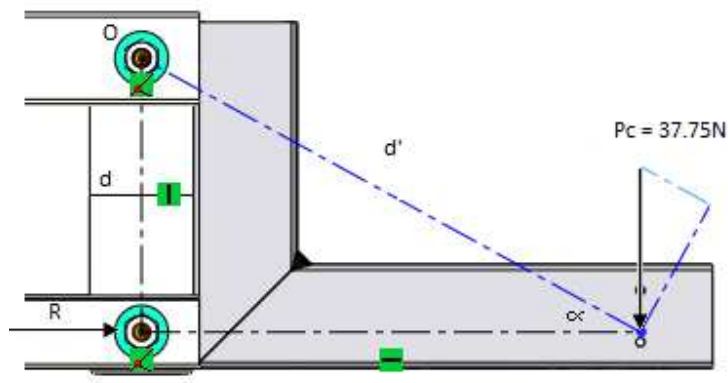


Figura 4.17: Diagrama de fuerzas en el tirante A

Mediante sumatoria de momentos en el punto O, se obtiene R.

$$\sum M_o = 0 \quad (4.34)$$

$$d * R = Pc * \cos \alpha * d'$$

$$R = \frac{37.75N * \cos 28.6^\circ * 198mm}{95mm}$$

$$R = 69N$$

Es decir, que cada uno de los perfiles inferiores deberá soportar una fuerza de compresión de 34.5N

4.2.2 Determinación del contrapeso para mantener el equilibrio del brazo.

Para el respectivo análisis, se lo considera al brazo como una viga con un apoyo articulado, ubicado en el punto donde articulan los perfiles superiores e inferiores del brazo giratorio, es decir en la garrucha.

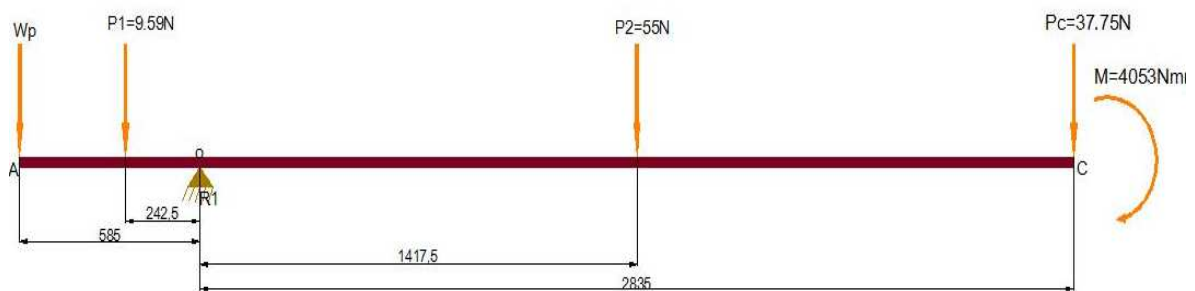


Figura 4.18: Diagrama de fuerzas actuantes sobre el brazo giratorio

Siendo:

W_p corresponde al contrapeso.

P_1 peso de la barra de contrapeso, igual a 9,59N.

P_2 peso de las 4 columnas, igual a 55N.

P_c peso de la cabeza remota, igual a 37,75N.

M_c momento producido al transportar el peso de la cámara al punto C, esto es 4053Nmm.

Realizando la sumatoria de momentos en el punto O donde se encuentra el apoyo se obtiene:

$$\sum M_o = 0$$

$$Wp(585mm) + 9,59N(242,5mm) - 55N(1417,5mm) - 37,75N(2835mm) - 4053Nmm = 0$$

$$Wp = 320N$$

El contrapeso corresponde a 32,7kg, aproximadamente a 33kg que equivale a 323,6N. Haciendo sumatoria de fuerzas en y, encontramos R1, la misma que corresponde a la fuerza que deben soportar las vigas superiores del brazo giratorio, es decir 213N cada viga.

$$\sum Fy = 0$$

$$323,6N + 9,59N - R1 + 55N + 37,75N = 0$$

$$R1 = 426N$$

4.3 Diseño del trípode [23]

La carga corresponde al peso del brazo giratorio, las pesas y la cámara siendo esto 426N, todo esto reposa sobre una plancha de acero de 180mm de diámetro, que tiene un peso de 13,3N. El peso total es 439,3N.

Las reacciones obtenidas son:

$$Ra = 146,4N$$

$$Rb = 146,4N$$

$$Rc = 146,4N$$

El ángulo de inclinación de las patas del trípode es $\theta = 21,6^\circ$, el diseño se lo realiza con cualquiera de las reacciones ya que son iguales. Siendo la reacción encontrada la componente en el eje y de la fuerza de compresión, como se conoce el ángulo de inclinación de la pata se procede a calcular la fuerza resultante utilizando Pitágoras.

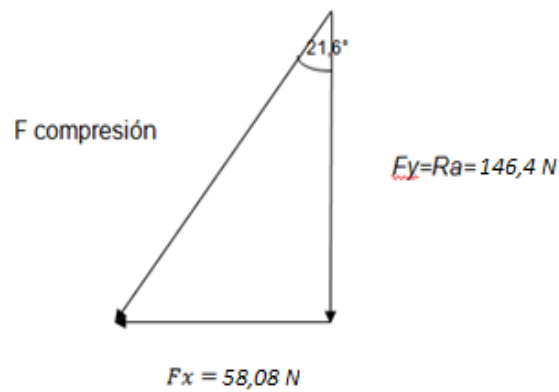


Figura 4.19: Componentes de la Fuerza de compresión

$$F_{co} = \frac{146,4 \text{ N}}{\cos 21,6^\circ} = 157,5 \text{ N}$$

Las fuerzas encontradas se grafican en la figura siguiente.

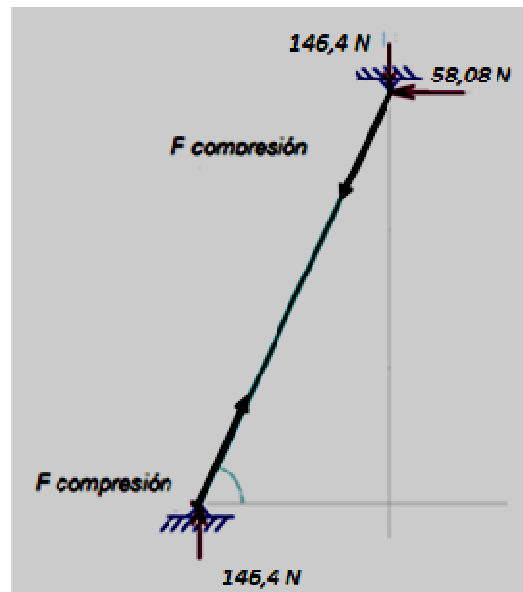


Figura 4.20: Fuerzas actuantes en la pata del trípode

De este modo se procede a determinar el perfil que deberá soportar este esfuerzo por compresión, para ello se lo considera como una columna con doble articulación.

Se utiliza para el diseño una sección cuadrada de acero DIPAC, bajo la norma ASTM A513, el material tiene una resistencia de fluencia de 295MPa y módulo elástico de 207GPa según la Tabla A-7. Se asume un factor de seguridad de 3, mediante la ecuación (4.35) se obtiene:

(4.35)

Suponiendo que se trata de una columna de Euler, se despeja entonces de la ecuación (5.) la inercia.

(4.36)

En donde:

P_{cr} Carga crítica, correspondiente a 473N.

ℓ Longitud de la columna, igual a 120,5cm.

C Constante para la condición de extremos articulados, $C=1$.

E Modulo de elasticidad, $E=3 \times 10^6 \text{ N/cm}^2$.

I Momento de inercia de la sección

S_y Resistencia a la fluencia, igual a 29500 N/cm^2 .

$$I = \frac{P_{cr} \ell^2}{C \pi^2 E} = \frac{473 * (120,5)^2}{1 * \pi^2 * 3 \times 10^6} = 0,232 \text{ cm}^4$$

Según la Tabla A-5, del catalogo DIPAC [12], se selecciona la sección cuadrada de 20x20x0.8 (mm), con un momento de inercia $I = 0,38 \text{ cm}^4$, radio de giro $k = 0,79 \text{ cm}$

De este modo la relación de esbeltez vale 152,5 según la ecuación (4.37):

$$\frac{\ell}{k} = \frac{120,5}{0,79} = 152,5 \quad (4.37)$$

Ahora se comprobará si en realidad se trata de una columna de Euler, con la ecuación (4.38) tenemos:

$$\left(\frac{\ell}{k}\right)_1 = \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}} \quad (4.38)$$

$$\left(\frac{\ell}{k}\right)_1 = \sqrt{\frac{2 * 1 * \pi^2 * 3 \times 10^6}{29500}} = 44,88$$

En efecto, se trata de una columna de Euler, ya que la segunda constante es menor que la relación de esbeltez, y esto nos indica que el perfil seleccionado es el correcto.

4.4 Diseño Electrónico

El diseño electrónico es el encargado de controlar la velocidad y el movimiento horizontal y vertical de la cabeza remota, mediante la utilización de los diferentes dispositivos electrónicos.

4.4.1 Fuente de alimentación

La alimentación se la realiza utilizando una fuente de poder de un CPU, con lo cual es posible reducir el voltaje de 110V a 4.8V, voltaje al que trabajan los servos y el PIC. Si se desea la utilización de baterías éstas se deben seleccionar en base a las horas de trabajo para determinar su durabilidad de carga, y tener muy en cuenta el voltaje especificado anteriormente.

4.4.2 Micro controlador [24]

Es un circuito integrado que contiene muchas de las mismas cualidades que una computadora de escritorio, tales como la CPU, la memoria, etc., pero no incluye ningún dispositivo de “comunicación con humanos”, como monitor, teclados o mouse. Los micro controladores son diseñados para aplicación de control de máquinas, más que para interactuar con humanos. Una característica principal es que se puede reducir el costo económico y el consumo de energía de un sistema en particular. Por eso el tamaño de la unidad central de procesamiento, la cantidad de memoria y los periféricos incluidos dependerán de la aplicación.

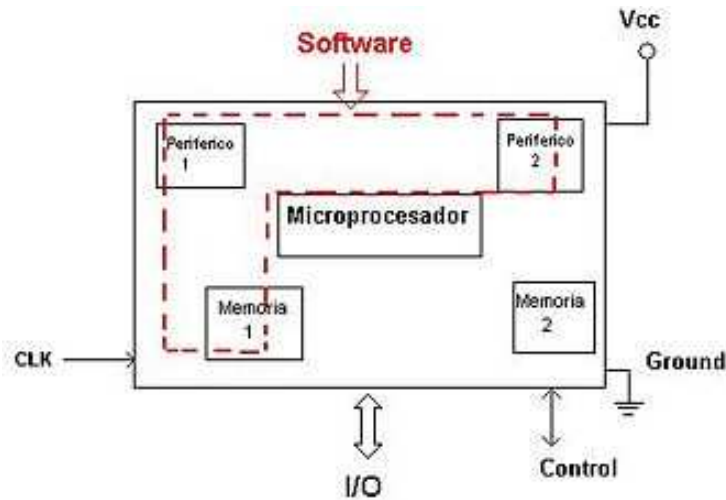


Figura 4.21: Estructura de un micro controlador

El micro controlador que se utilizó en el diseño electrónico es un PIC 16F877A, que consta de 40 pines en la figura siguiente nos muestra la distribución de los mismos.

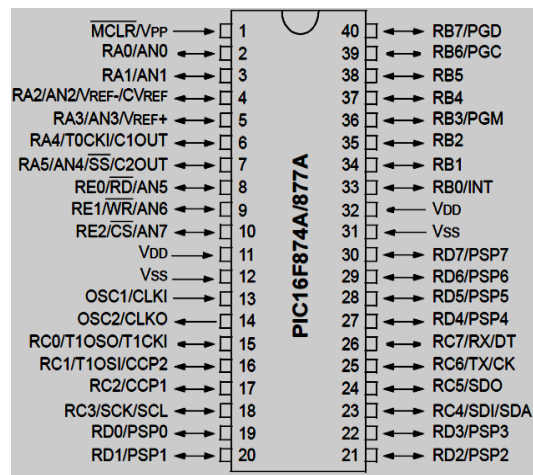


Figura 4.22: Pic 16F877A

Características del PIC

- Memoria de Programa Tipo Flash 8kx14.

- Memoria Datos 368 bytes.
- EEPROM 256 bytes.
- 33 pines de entrada/salida.
- Encapsulado: 40 pines DIP, 44pines PLCC y 44pines TQFP.
- Soporta Xtal 20Mhz.
- Voltaje de Operación: 2.0 hasta 5.5V.
- Rango de Temperatura: -40 a 125 °C.

La tarea principal que desempeña el micro controlador es controlar los rangos de giro realizados por los dos servos, y permitir el control de los mismos mediante la botonera.

4.4.2.1 Programación de Micro controlador

La programación del micro controlador se lo realizó con el programa de computación MICROCODE STUDIO, el programa utiliza un lenguaje de programación tipo visual y se incluye en el ANEXO 1.

4.4.3 Circuito Electrónico para el Control de los Servomotores

Luego de la programación se procede a realizar un diagrama mediante la ayuda de un software, donde se puede observar las conexiones de los elementos electrónicos en su totalidad como se muestra en la siguiente figura 4:23.

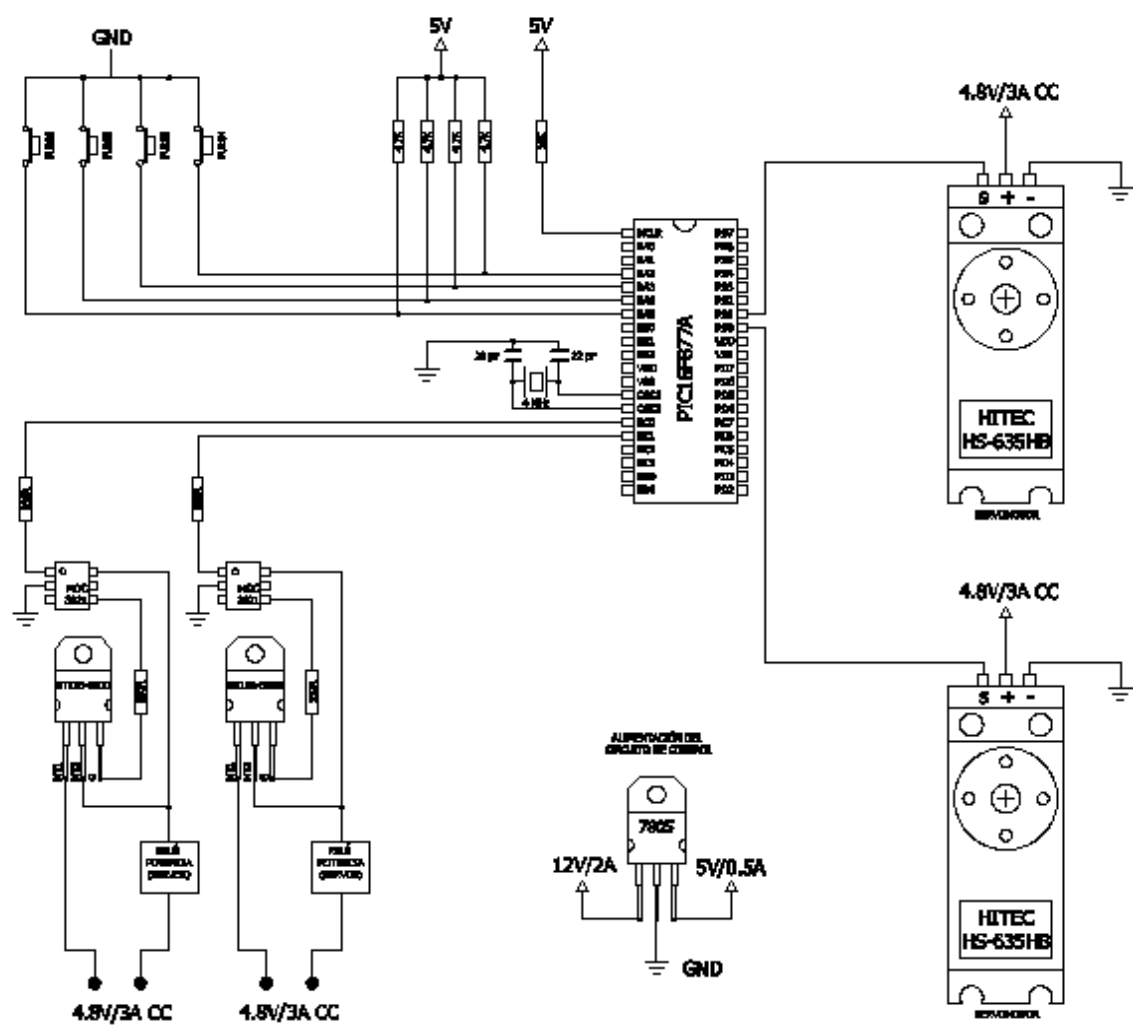


Figura 4.23: Circuito electrónico para el control de los servos

CAPÍTULO V

5 MODELACIÓN Y VALIDACIÓN DEL PORTA JIB CON LA AYUDA DE UN SOFTWARE.

Basándose en el diseño y el cálculo realizado, se procede a modelar cada uno de los elementos, en el paquete de software Solidworks. Primeramente se modela la cabeza remota, luego el brazo giratorio y finalmente el trípode. Una vez realizadas estas modelaciones se realiza el ensamble total del Porta Jib y su respectiva validación.

5.1 Modelación de la Cabeza Remota

Primeramente se modela la parte superior de la cabeza, de igual manera se procede a realizar la misma acción con la parte inferior. Después de esto se realiza la modelación del servo basado en las dimensiones dadas en la caja del motor, la modelación del eje y finalmente se realiza un primer subensamble.

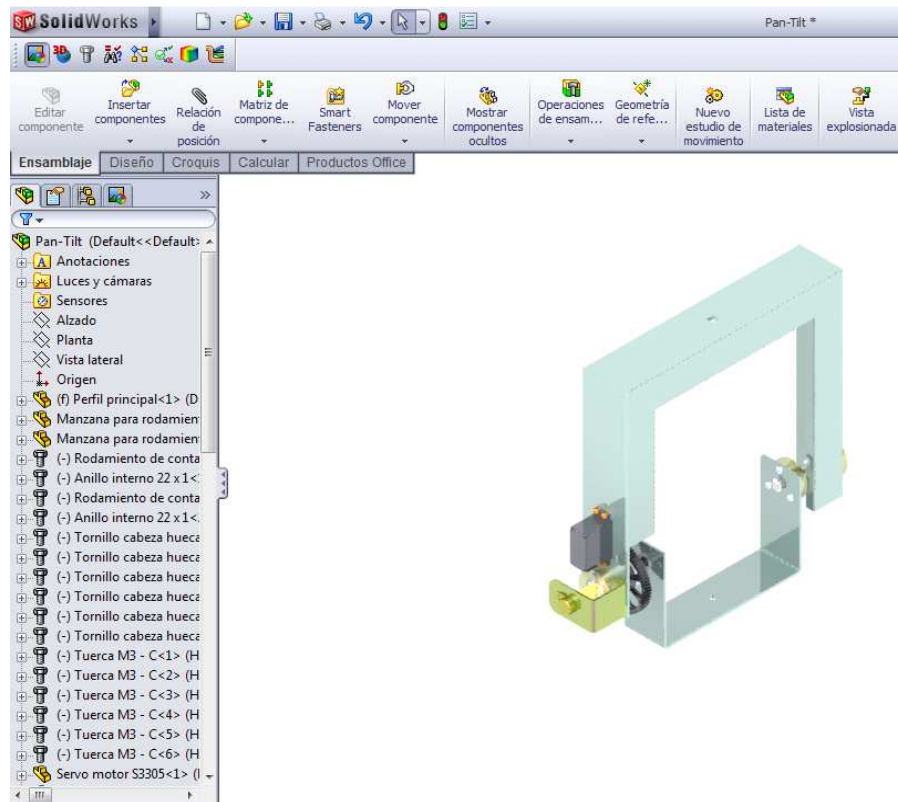


Figura 5.1: Modelación de la cabeza remota.

La segunda parte de la modelación de la cabeza comprende la placa sujetadora y la colocación de Smart Fasteners, o sea colocación de pernos, rodamientos, vinchas de sujeción, potenciómetro y ruedas dentadas.

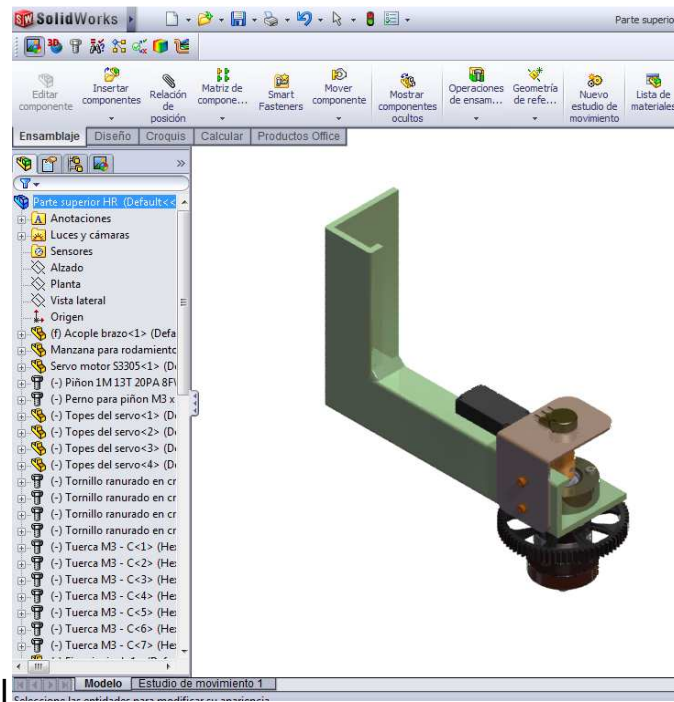


Figura 5.2: Modelación de placa sujetadora de la cabeza

Realizando un ensamblaje completo de la cabeza se obtiene:

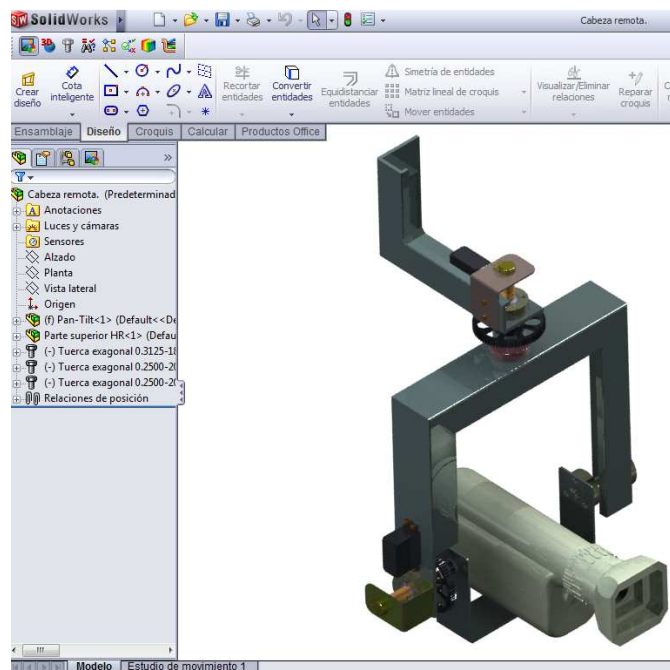


Figura 5.3: Ensamble completo de la cabeza remota

5.2 Modelación del brazo giratorio

Con 4 columnas de diseño para una máxima estabilidad y un rango mínimo para tambalearse, la modelación se lo realiza por partes, primero se procede a modelar las columnas superiores y luego las columnas inferiores, se realiza las perforaciones de acuerdo a los diámetros calculados. Se modela el elemento que permite la unión entre las cuatro columnas y entonces se realiza el sub ensamble de todas estas partes modeladas y se hace la colocación de pernos, arandelas y tuercas. Para la ejecución del giro de 360° se hizo necesaria la utilización de una garrucha que con rodamientos y cojinetes internos asegura increíble suavidad. La modelación de la garrucha se ve así.

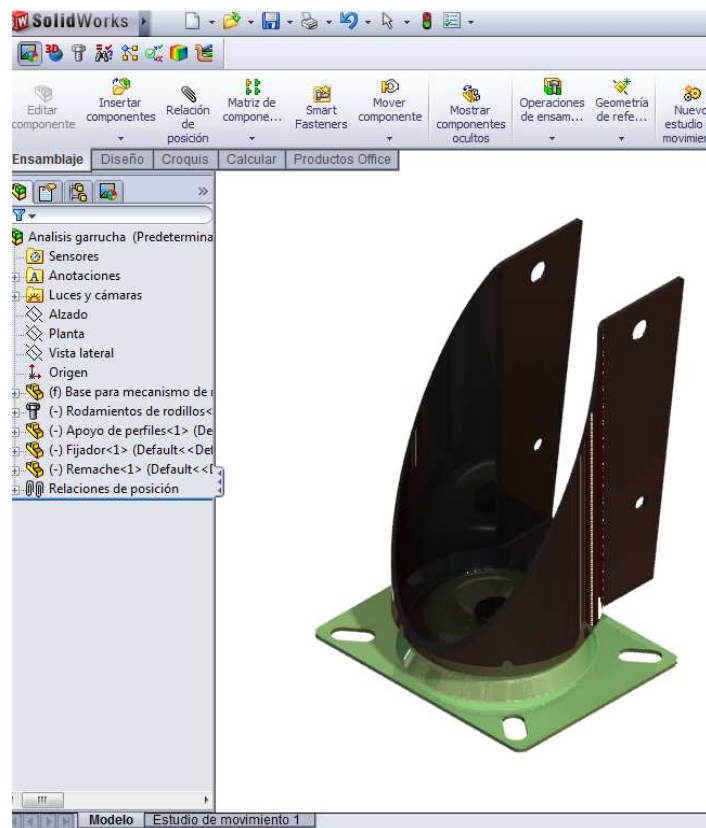


Figura 5.4: Modelación de garrucha

Finalmente se puede observar al brazo totalmente ensamblado de esta forma.



Figura 5.5: Modelación del brazo giratorio

5.3 Modelación del trípode

Esta modelación se divide en dos parte, la primera que está constituida por las patas regulables y la placa donde va montarse la garrucha, y la segunda que son las patas fijas a la plataforma del dolly.

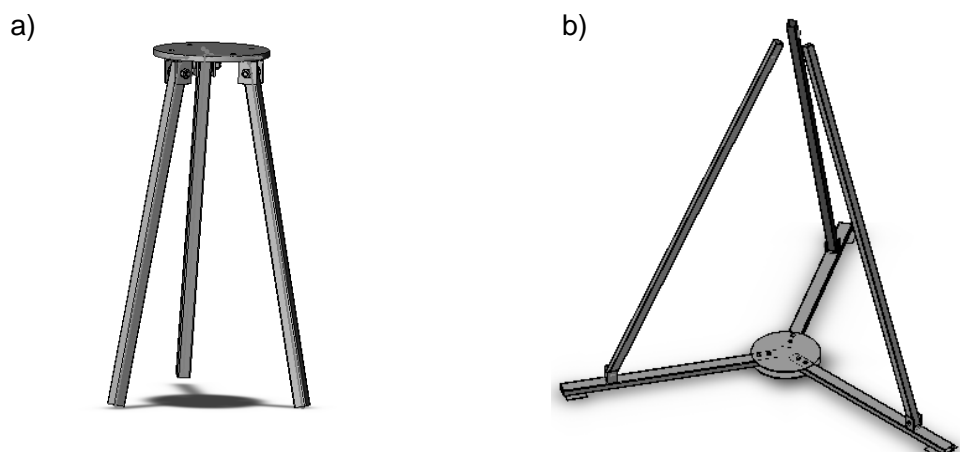


Figura 5.6: Modelación a) parte de patas regulables b) parte de patas fijas

5.4 **Modelación completa del porta jib**

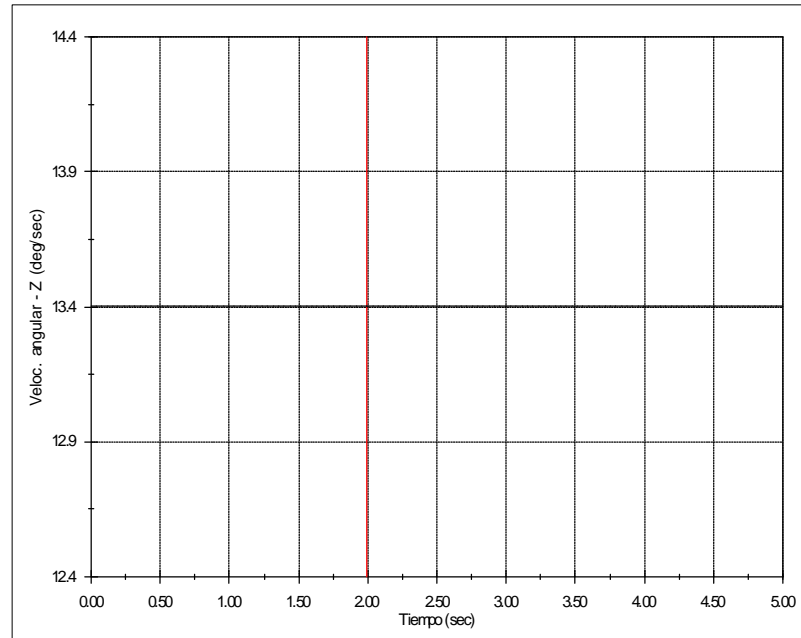
Se ensamblan todas las partes antes modeladas y se obtiene el porta jib totalmente modelado.



Figura 5.7: Modelación del Porta Jib

5.5 **Validación (CAE) de la cabeza**

Se realiza la validación de la cabeza mediante Cosmos Motion donde se puede observar el movimiento de la cabeza.

VELOCIDAD ANGULAR RUEDA DE Z=70**Figura 5.8:** Velocidad angular vs tiempo (rueda)

La velocidad angular de salida (rueda), obtenida mediante el análisis de cosmos motion es 13.4 deg/seg que equivale a 2.229 rpm, ésta velocidad es tomada con respecto al eje de rotación que viene siendo el eje z, resultado que coincide con el cálculo realizado anteriormente donde se obtuvo una velocidad angular de 2.23 rpm.

VELOCIDAD ANGULAR Z=13

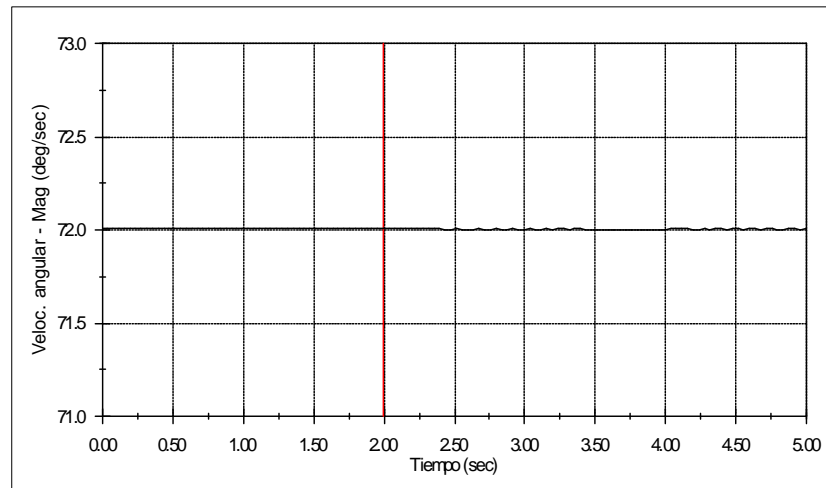


Figura 5.9: Velocidad angular vs tiempo (piñón)

Como se puede observar en la gráfica la velocidad angular del piñón es de 72deg/seg, valor que equivale a 12rpm. El valor es correcto ya que si se multiplica el valor de la velocidad angular de la rueda se obtiene el mismo resultado. La aceleración angular es nula ya que la velocidad angular es constante.

5.6 Validación (CAE) de la garrucha SolidWork 2010

El análisis de tensiones (Von Misses) se realizó en CosmosWork designando las cargas encontradas en el capítulo anterior, esto es 213N en cada uno de las perforaciones superior y 34.5 N en las perforaciones inferiores, a continuación se pueden observar los resultados obtenidos.

Análisis de Esfuerzos según Von Mises.

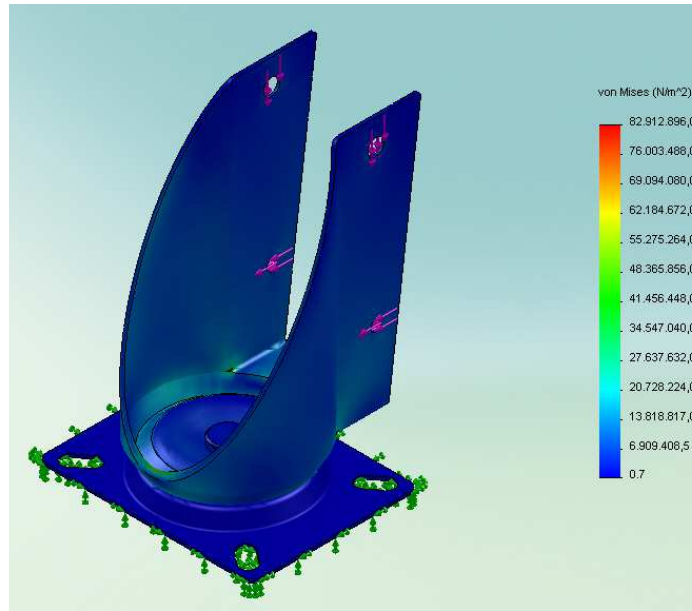


Figura 5.10: Esfuerzos producidos en la garrucha

Análisis de Desplazamientos CosmosWork

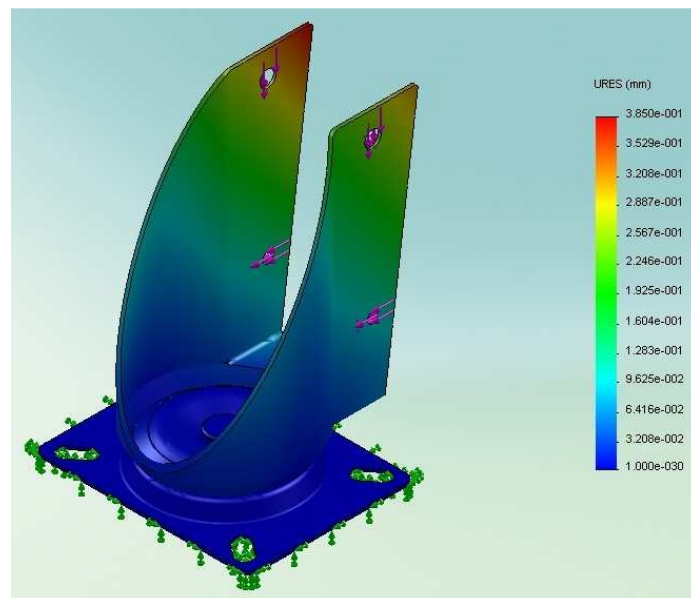


Figura 5.11: Desplazamientos producidos en la garrucha

Análisis de Deformaciones unitarias CosmosWork

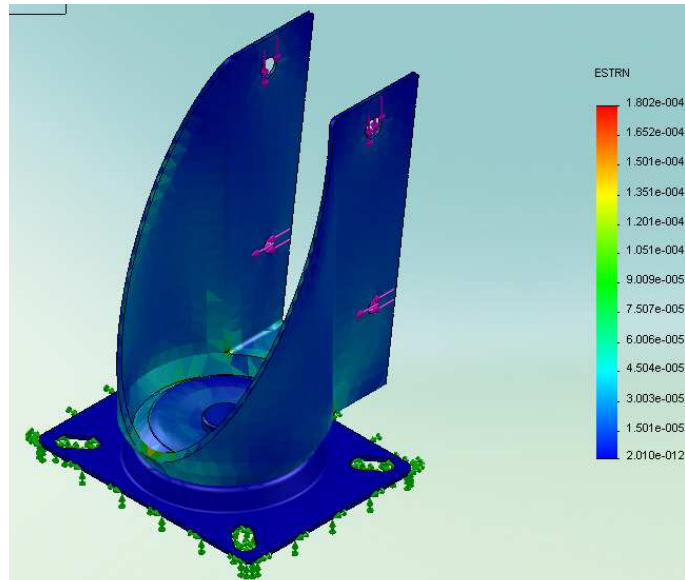


Figura 5.12: Deformaciones producidas en la garrucha

Mediante la designación de colores se puede observar que los esfuerzos, desplazamientos y deformaciones, se encuentran dentro de los permisibles. De este modo se puede decir que la validación ha arrojado un resultado positivo para nuestro diseño.

5.7 Validación (CAE) del brazo giratorio en Sap2000 V12

La validación del brazo giratorio se la realizó en cambio, utilizando el software para diseño de estructuras Sap2000. Se procede entonces a realizar la modelación y la aplicación de cargas y restricciones.

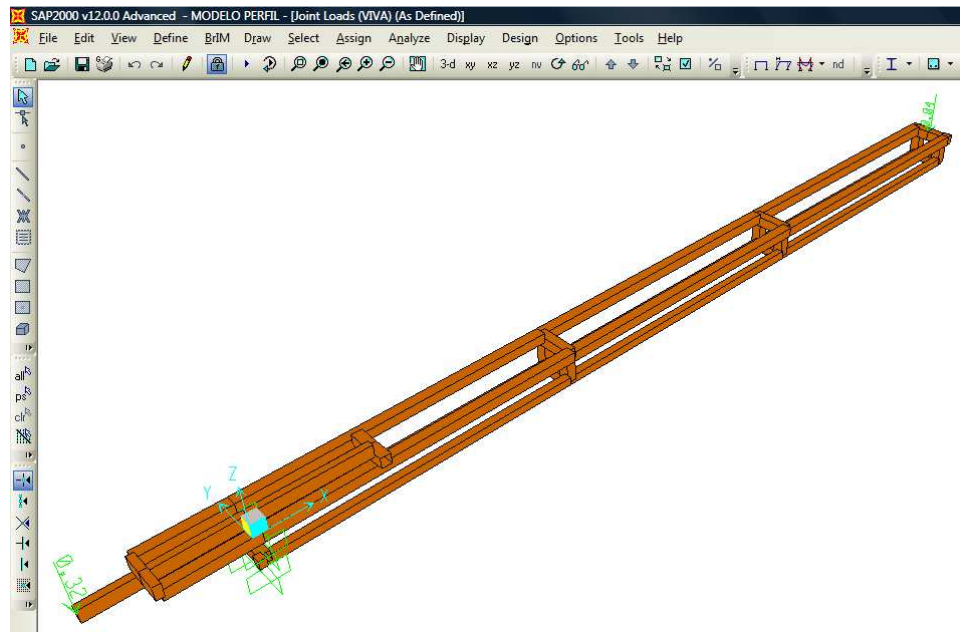


Figura 5.13: Modelación y designación de cargas en el brazo giratorio.

Luego de configurar y designar los perfiles del brazo, se procede a correr el programa de este modo se puede observar que la deformación es de 7.8mm, valor que se encuentra dentro del rango establecido por la norma ($L/360$), que es 8.6mm.

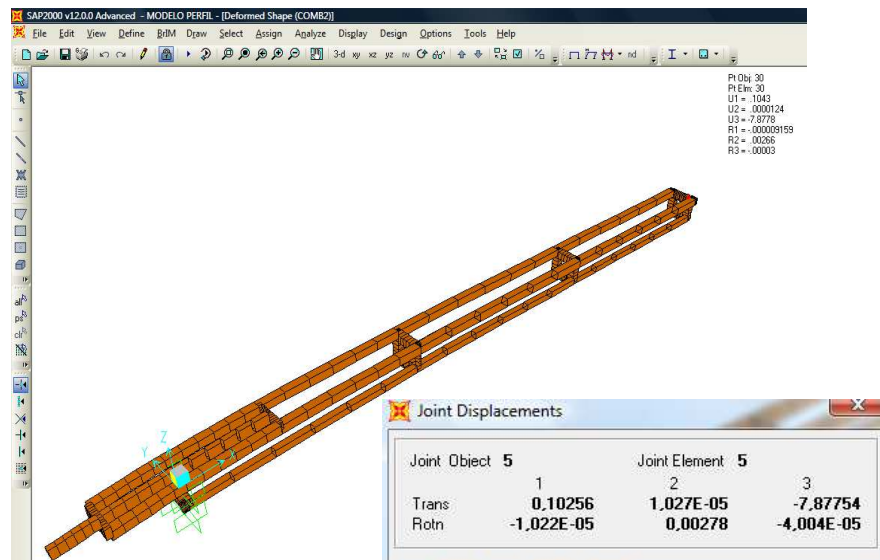


Figura 5.14: Deformación obtenido el brazo giratorio.

CAPÍTULO VI

6 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

6.1 Tecnología en la Construcción

En la construcción y montaje del Porta Jib se utiliza las siguientes máquinas herramientas y elementos mecánicos.

- Torno
- Dobladora Manual
- Soldadora Eléctrica
- Taladro Pedestal
- Amoladora
- Esmeril
- Entenalla
- Brocas
- Machuelos
- Martillos, destornilladores, flexómetro, escuadra, lima, nivel, llaves en general.

6.1.1 Procedimiento de Construcción

La construcción del Porta Jib se la hizo empleando casi en su totalidad aluminio, debido a que se necesita que el equipo sea muy liviano y resistente, por ello la estructura fue construida en perfilería de aluminio. La descripción completa del proceso de

construcción de la máquina se muestra en la siguiente tabla que indica sus partes constitutivas.

Tabla 6.1: ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL PORTA JIB

SISTEMA	ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD	MATERIAL/MODELO
Dispositivo de Cabeza Remota	Platina Superior	1	1	Platina de Al. 56x2mm
	Platina Inferior	10	1	Platina de Al. 56x4mm
	Placa sujetadora de la cabeza	28	1	Platina de Al. 56x4mm
	Eje Lateral	18	1	Acero AISI 1080 de $\phi=8\text{mm}$
	Eje Principal	29	1	Acero AISI 1080 de $\phi=8\text{mm}$
	Piñón z=13	13	2	Kyosho Caliber 5
	Engrane z=70	16	2	Kyosho Caliber 5
	Servo motor	7	2	Futaba S3305
	Manzanas para rodamientos	2	2	Nylon
	Manzanas para engrane	15	2	Nylon
	Rodamiento rígidos de bolas	3	4	SKF 608 2ZR
	Placa sujetadora de potenciómetro 1	23	1	Aluminio
	Placa sujetadora de potenciómetro 2	33	1	Aluminio
	Tornillo hexagonal	5	12	Cabeza hueca M3x18
	Tornillo hexagonal	17	8	Cabeza hueca M3x16
	Tornillo hexagonal	24	4	Cabeza hueca M3x8
	Tornillo ranurado	9	8	En cruz M3x12
	Perno hexagonal	77	2	M5x50
	Perfil Superior	38	2	Perfil cuadrado de Al. de 1¼"
	Perfil Inferior	39	2	Perfil cuadrado de Al. de 1"

Dispositivo de Brazo Giratorio	Barra de pesas	42	1	Perfil de acero 20x40x1.5mm
	Tubo redondo 1"	47	1	Acero estructural
	Platina	43	1	Platina de aluminio 40*2mm
	Garrucha	33-37	1	Acero A-36
	Separador A	40	1	Aluminio
	Separadores	41	2	Aluminio
	Perno cabeza hexagonal	54	4	¼"x5"
	Perno cabeza hexagonal	56	3	¼"x6"
	Perno cabeza hexagonal	59	1	M10x55
	Perno	57	1	M8x165.1
	Perno	45	2	M8x45
	Perno cabeza hexagonal	50	1	M6x55
	Perno mariposa	49	1	M4x10
Dispositivo de Trípode	Planchas de la plataforma dolli	62	2	Plancha de acero de 4mm
	Plataforma Dolli	63	3	Perfil acero 20x40x1.5mm
	Patas reguladas	73	3	Perfil acero 20x20x0.8mm
	Patas fijas	69	3	Perfil acero 25x25x0.8mm
	Base de garrucha	74	1	Plancha de acero de 4mm
	Llantas	71	3	Caucho
	Perno cabeza hexagonal	78	4	M8x20
	Perno hexagonal	66	6	Cabeza hueca M8x40
	Perno tipo mariposa	75	3	M8x12
	Tornillo cabeza hexagonal	72	12	M6x12
Tablero de Control	Pulsador	sc	5	Para baquelita
	Baquelita	sc	1	4x7cm
	LCD	95	1	
	Soporte de LCD	80-94	1	Aluminio
	Capacitor	sc	1	100µf/16V
	Capacitor	Sc	4	1µf/16V
	Capacitor cerámico	Sc	2	0.1µf/16V↑

Sistema de Control	Capacitor cerámico	Sc	2	22pf/16V
	Transistores	Sc	2	2N3904
	Resistencias	Sc	3	330Ω/¼W
	Resistencias	Sc	5	4.7k/¼W
	Resistencias	Sc	2	10k/¼W
	Crisol	Sc	1	4MHz
	PIC	Sc	1	16F877A
	Sócalo	Sc	1	40 pines
	Diodo	Sc	1	LED
	Potenciómetros	Sc	2	5K
	Baquelita	Sc	1	10x10cm
	Conector de Tornillo	Sc	6	2 Líneas
	Conector de Tornillo	Sc	2	3 Líneas
	Cloruro Férrico	Sc	1	Sobre

6.1.2 Operaciones Tecnológicas ejecutadas en la construcción del Porta Jib

En la siguiente tabla se indican las operaciones tecnológicas realizadas en la construcción.

Tabla 6.2: OPERACIONES TECNOLÓGICAS

SISTEMA	ELEMENTO	Nº	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO(H)
	Platina Superior	1	Cortado	0,5
		2	Lijado	0,25
		3	Doblado	0,5
		4	Soldado	0,5
		5	Perforado	2
		6	Pintado	0,25
	Platina Inferior	7	Cortado	0,25
		8	Doblado	0,25
		9	Lijado	0,25
		10	Perforado	1

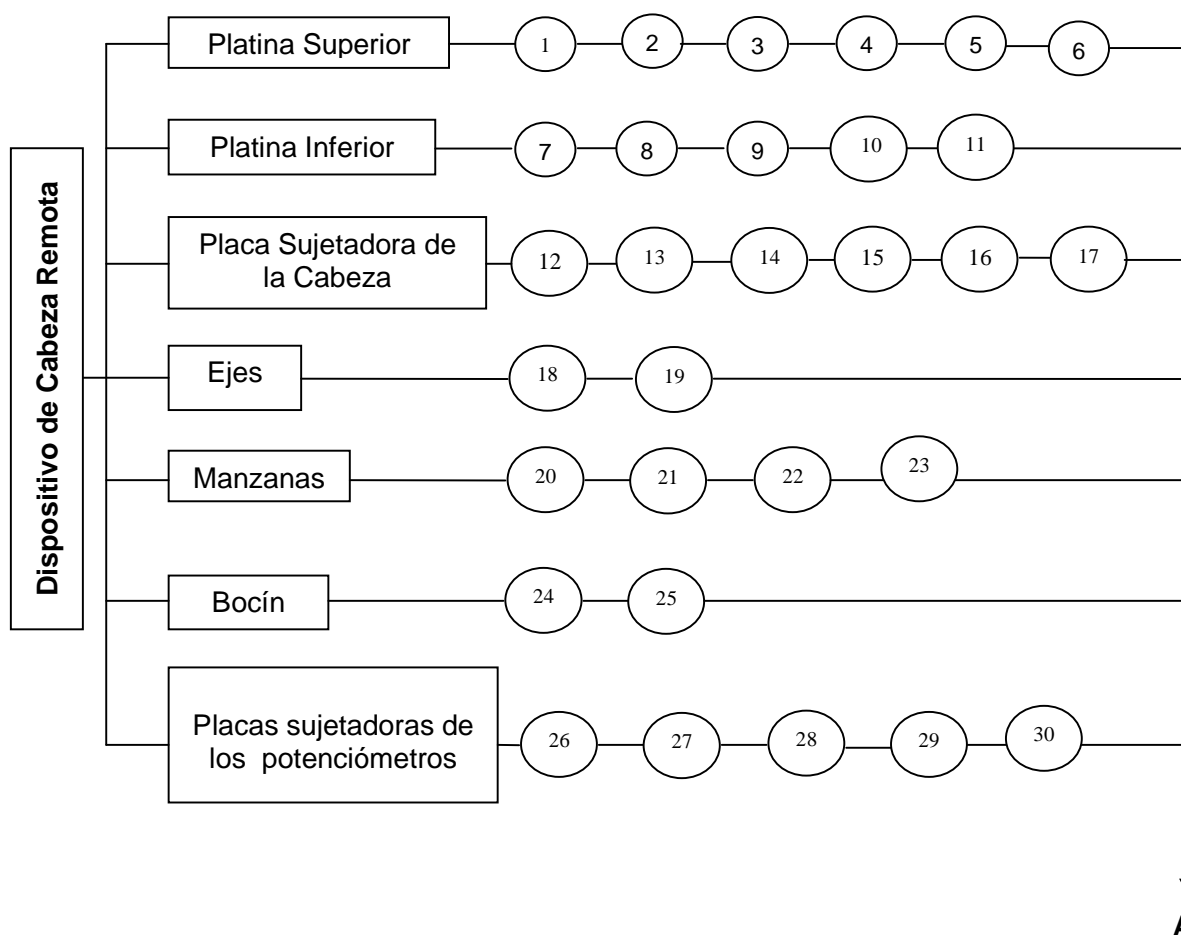
Dispositivo de Cabeza Remota		11	Pintado	0,25
	Placa Sujetadora de la Cabeza	12	Cortado	0,5
		13	Doblado	1
		14	Lijado	0,25
		15	Soldado	1
		16	Perforado	1,5
		17	Pintado	0,25
	Ejes	18	Cortado	0,5
		19	Torneado	1
	Manzanas	20	Cortado	0,5
		21	Torneado	2
		22	Perforado	2
		23	Pintado	0,25
	Bocín	24	Cortado	0,25
		25	Torneado	1
	Placas sujetadoras de los potenciómetros	26	Cortado	0,5
		27	Doblado	0,5
		28	Lijado	0,25
		29	Perforado	1
		30	Pintado	0,25
Dispositivo de Brazo Giratorio	Perfiles superiores	31	Cortado	0,5
		32	Perforado	0,25
	Perfiles Inferiores	33	Cortado	0,5
		34	Perforado	0,25
	Garrucha	35	Perforado	0,5
		36	Soldado	0,25
		37	Pintado	0,25
	Separadores	38	Cortado	3
		39	Lijado	0,5
		40	Soldado	1,5
		41	Amolado	1
		42	Perforado	3
		43	Pintado	0,25
	Barra para Pesas	44	Cortado	0,25
		45	Perforado	0,5
		46	Pintado	0,25
		47	Cortado	0,25

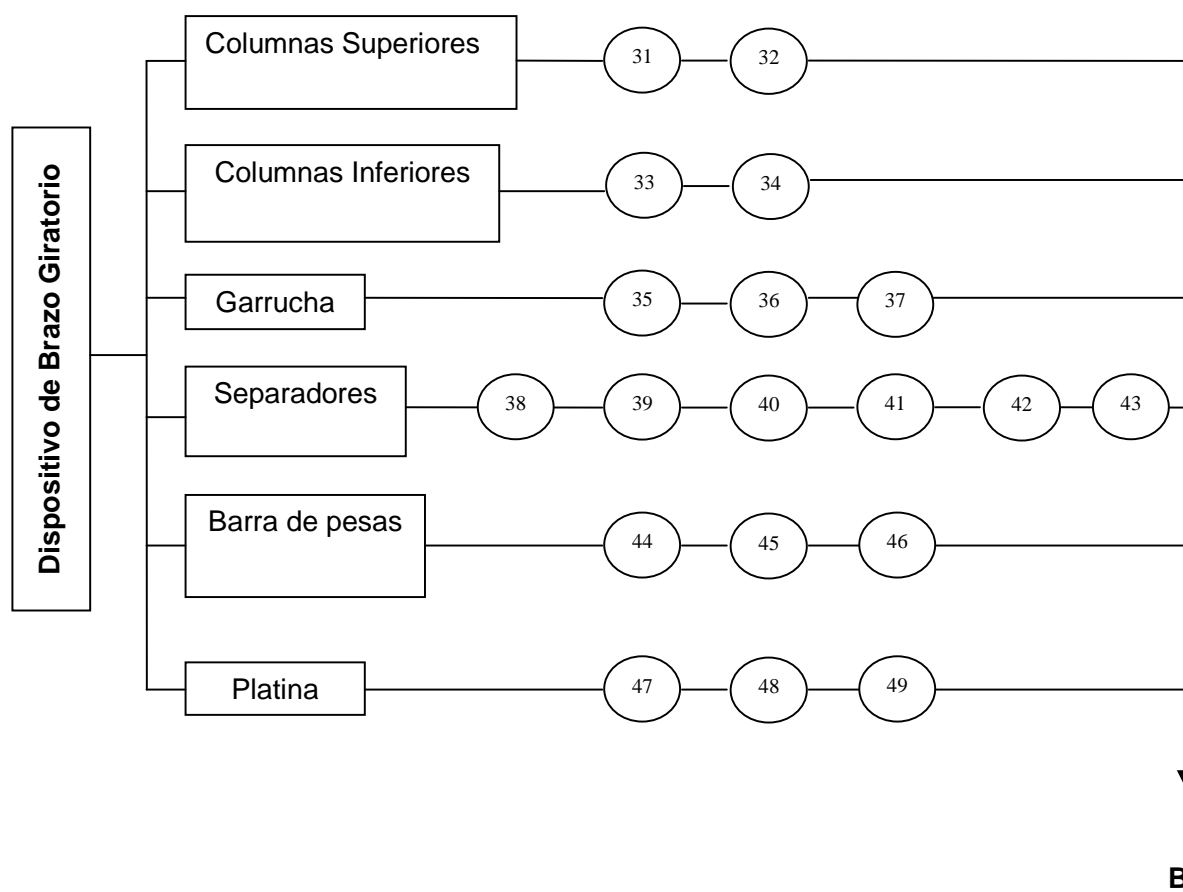
	Platina	48	Perforado	0,25
		49	Pintado	0,25
Dispositivo de Trípode	Sujetador de patas	50	Cortado	1
		51	Doblado	2
		52	Perforado	1,5
		53	Pintado	0,25
	Base de garrucha	54	Corte con oxicorte	0,25
		55	Torneado	0,5
		56	Perforado	0,5
		57	Soldado	0,25
		58	Pintado	0,25
	Patas deslizantes	59	Cortado	0,25
		60	Lijado	0,25
		61	Perforado	0,25
		62	Pintado	0,25
	Patas fijas	63	Cortado	0,25
		64	Lijado	0,25
		65	Perforado	0,5
		66	Pintado	0,25
	Planchas de la plataforma dolli	67	Cortado con oxicorte	0,5
		68	Torneado	1
		69	Perforado	0,5
		70	Pintado	0,25
	Plataforma dolli	71	Cortado	0,5
		72	Perforado	1,5
		73	Lijado	0,25
		74	Soldado	0,5
		75	Pintado	0,25
Tablero de Control	Pulsadores	76	Soldado con cautín	0,25
	Baquelita	77	Cortado	0,25
	Conexiones	78	Soldado con cautín	0,5
Sistema de Control del Circuito Electrónico	Baquelita	79	Diseño de circuito impreso	4
		80	Revelado en ácido	3
		81	Perforado	0,5
			TOTAL	56,5h

6.1.2.1 Flujo grama de las Operaciones Tecnológicas

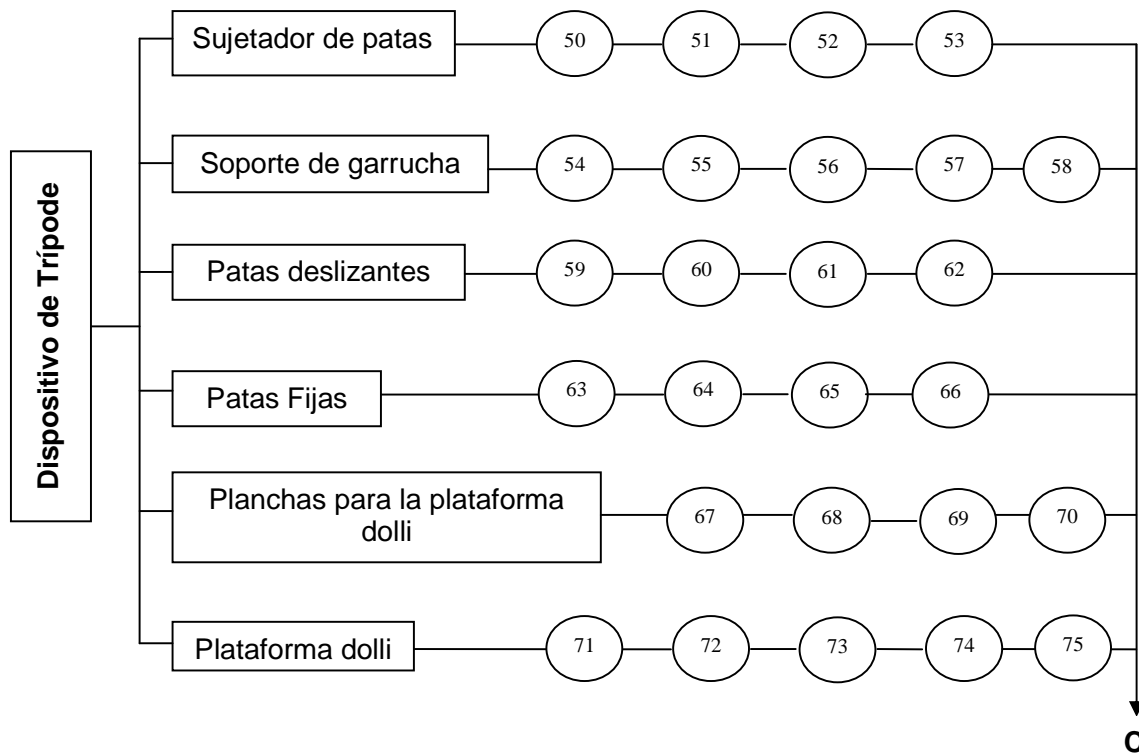
A continuación se representa los flujo gramas de las operaciones tecnológicas que se siguieron en las diferentes etapas de la construcción del porta jib. Las operaciones de construcción no tienen un seguimiento estricto, ya que se ejecutan de acuerdo a la necesidad de avance requerida.

Flujo grama del dispositivo de cabeza remota

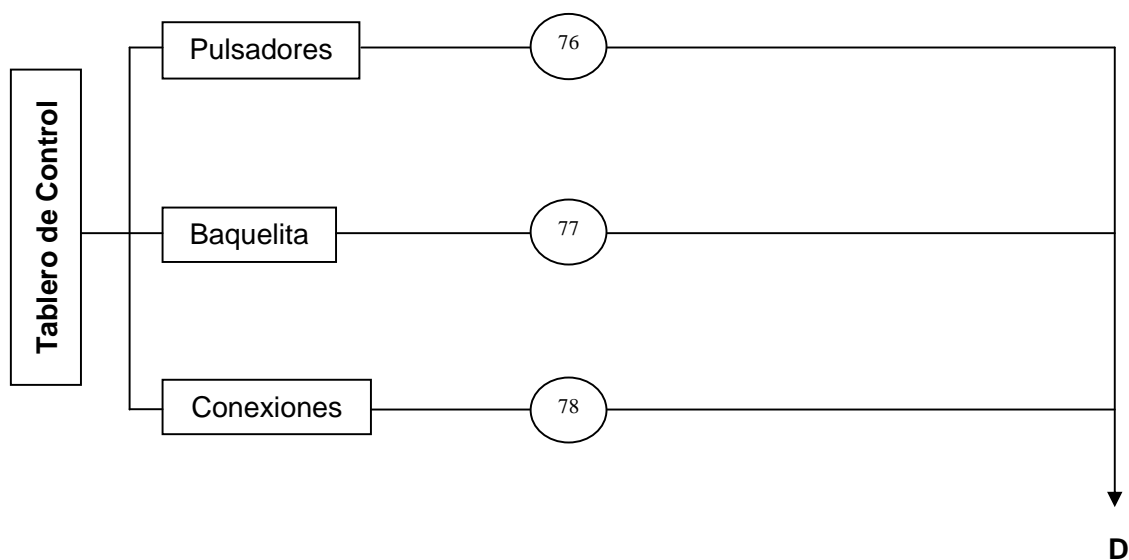


Flujo grama del dispositivo de Brazo Giratorio

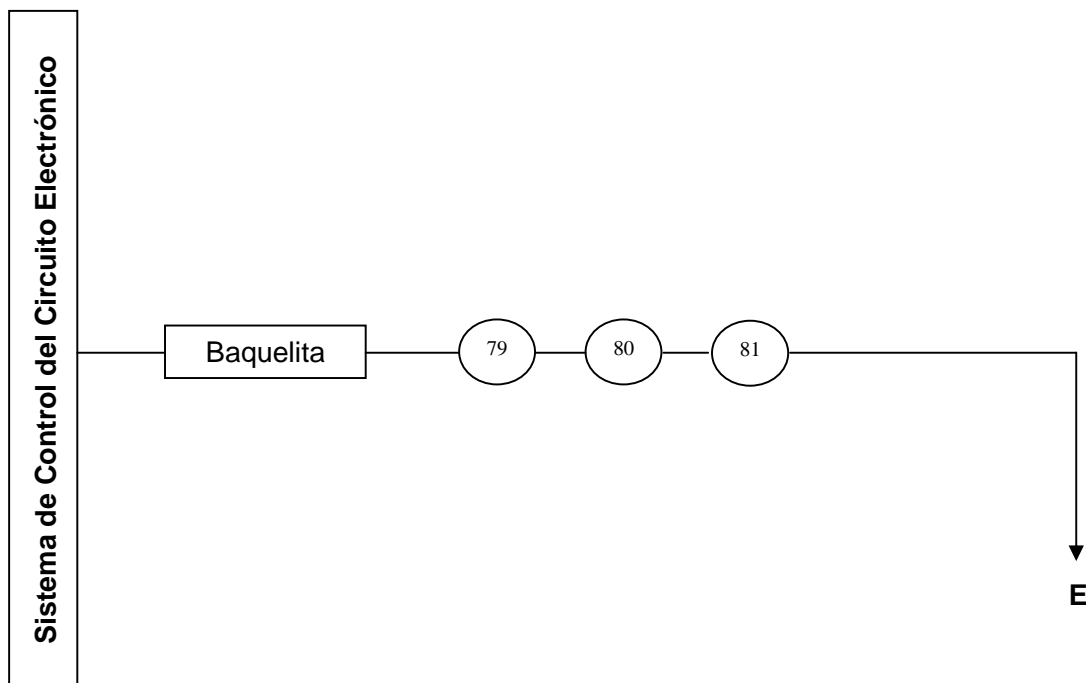
Flujo grama del dispositivo de Trípode



Flujo grama del dispositivo de Trípode



Flujo grama del Sistema de Control del Circuito Electrónico



6.2 Montaje

El montaje de cada una de las partes que conforman los dispositivos del Porta Jib, son detallados a continuación mediante las tablas en las que se muestran el tiempo utilizado para su montaje.

Tabla 6.3: TIEMPO DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO CABEZA REMOTA

TIEMPOS DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO DE CABEZA REMOTA		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(H)
M1	Montaje de las manzanas	0.5
M2	Acople de los ejes, bocines y engranes	1.5
M3	Instalación de los servomotores	1
M4	Acople de las placas sostenedoras de potenciómetros	0.25
M5	Instalación de la placa sujetadora de la cabeza remota	0.25
TOTAL		3.5h

Tabla 6.4: TIEMPO DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO BRAZO GIRATORIO

TIEMPOS DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO BRAZO GIRATORIO		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(H)
M6	Sujeción de las columnas superiores a los separadores y a la garrucha	0.25
M7	Sujeción de las columnas inferiores a los separadores y a la garrucha	0.25
M8	Acople de la barra de pesas	0.25
M9	Montaje de platina sujetadora de la barra de pesas	0.1
TOTAL		0.8 h

Tabla 6.5: TIEMPO DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO TRÍPODE

TIEMPOS DE MONTAJE DEL TRIPODE		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(H)
M10	Montaje del sujetador de patas sobre la placa soporta garrucha	0.25
M11	Acople de las patas regulables	0.25
M12	Acople de las patas fijas	0.25
M13	Montaje de las planchas sobre la plataforma doli	0.25
M14	Montaje de las llantas en la plataforma doli	0.5
TOTAL		1.5 h

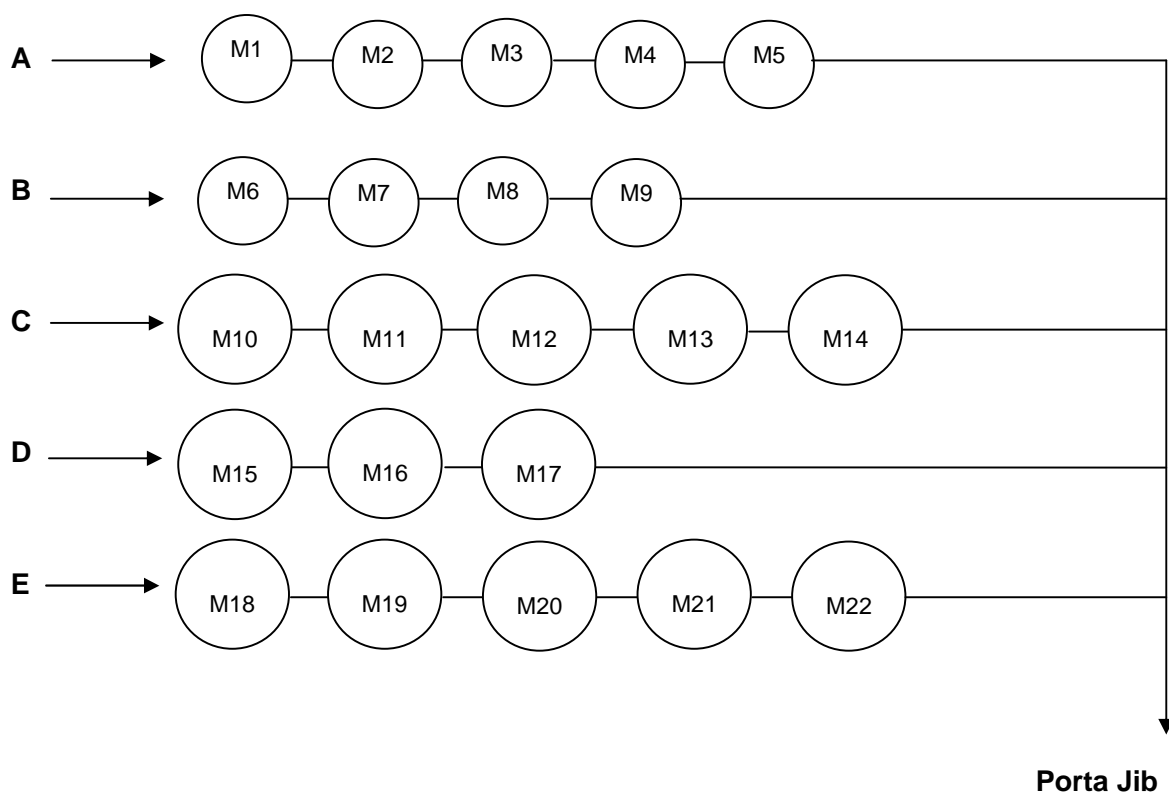
Tabla 6.6: TIEMPO DE MONTAJE DEL TABLERO DE CONTROL

TIEMPOS DE MONTAJE DEL TABLERO DE CONTROL		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(H)
M15	Instalación de la botera y baquelita	0.25
M16	Sujeción del porta LCD	0.5
M17	Instalaciones de las demás conexiones	0.5
TOTAL		1.25 h

Tabla 6.7: TIEMPO DE MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO

TIEMPOS DE MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(H)
M18	Montaje de las resistencias	0.25
M19	Montaje de los potenciómetro	0.5
M20	Montaje de diodo	0.25
M21	Montaje de capacitores y capacitores cerámicos	0.25
M22	Montaje transistores	0.25
M23	Montaje del micro controlador	0.25
TOTAL		1.75 h

6.2.1 Flujo grama de Montaje



6.3 Tiempo Empleado

El tiempo total empleado en la construcción y montaje de los elementos constitutivos del Porta Jib viajero es:

$$T_t = T_c + T_m \quad (6.1)$$

Donde:

T_t : Tiempo total

T_c : Tiempo empleado en la construcción

T_m : Tiempo empleado en el montaje

$$T_t = 56.5h + 8.8 h = 65.3 \text{ horas.}$$

En el desarrollo del estudio del tiempo no se han mencionado los tiempos muertos que por lo general son los que suelen ocasionar más demora en la construcción.

6.4 Pruebas de funcionamiento

Una vez terminada la construcción y el montaje, realizamos la prueba de funcionamiento. En primera instancia se la hizo sin la cámara de filmación para poder observar el movimiento y el control de los sistemas de Tilt (inclinación) y el sistema Pan, después de esto se realizó la prueba con la cámara de filmación.

6.4.1 Resultados obtenidos

Se tuvo los siguientes resultados en las dos pruebas realizadas.

Primera Prueba

Se pudo observar que los sistemas tanto el Tilt como el Pan, se movían con fluidez, pero con demasiada rapidez por lo que se procedió a reducir la velocidad por medio del programa del micro controlador Pic, teniendo una velocidad de 2,33rpm que fue la velocidad aceptada por el propietario del Porta Jib.

Segunda Prueba

Al colocar la cámara, el resultado obtenido fue favorable y del total agrado por parte del señor propietario del Porta Jib, quien realizó la primera toma de filmación.

CAPÍTULO VII

7 ANALISIS DE COSTOS

7.1 Costos Directos

7.1.1 Costos de Materiales

En la tabla se muestran los costos de cada uno de los materiales utilizados así como también los elementos que han sido seleccionados y comprados.

Tabla 7.1: LISTA DE COSTOS DE LOS MATERIALES

Cantidad	Detalle	Unidad	V. Unitario	V. Total
2	Servos S3305	unidad	52	104
2	Extensiones de 6 in	unidad	7	14
2	Rueda dentada Z-70	unidad	12,5	25
2	Piñón Z-13	unidad	7,5	15
1	Garrucha	unidad	10,2	10,2
1	Herramientas	unidad	8,15	8,15
1	Fuente	unidad	10,6	10,6
1	Elementos electrónicos	unidad	14,22	14,22
7	Cable para servos	m	1,33	9,31
2	Perfil aluminio 1in	unidad	8,96	17,92
2	Perfil aluminio 1.25in	unidad	11,2	22,4
1	Perfil de acero 20 x 40 x 1,5	unidad	9,87	9,87
1	Perfil de acero 20 x 20 x 0.8	unidad	3,74	3,74
1	Perfil de acero 25 x 25 x 0,8	unidad	4,85	4,85
3	Rodamientos SKF 608	unidad	3	9
1	Perfil de aluminio	m	25	25
0.5	Nylon para torneear	m	5	5
3	Plancha de acero e=5		7,5	22,5

		(d=250mm)		
3	Llantas	unidad	3,93	11,79
2	Pintura	lit.	3	6
2	Tiñer	lit.	1	2
1	Pintura en espray	unidad	2,7	2,7
10	Electrodos de aluminio	unidad	1	10
1	Brujita	unidad	2,5	2,5
1	Lima triangular	unidad	2,75	2,75
1	Taype, guaípe	unidad	1	1
1	Cable de poder	unidad	5	5
1	Conector	unidad	1,6	1,6
1	Broca 1/4"	unidad	1,6	1,6
4	Cable alimentación	m	0,25	1
5	Potenciómetros	unidad	0,5	2,5
1	Tornillería	unidad	35	35
1	Tubo 1"	unidad	0,7	0,7
1	Cierra Sandflex	unidad	2	2
1	Soporte de pantalla	unidad	20	20
1	Ve cron	unidad	2,5	2,5
	TOTAL			\$ 441.40

7.1.2 Costos de Mano de Obra

Para determinar este valor se multiplica el número de horas de trabajo del operario, por el valor de cada hora trabajo.

Tabla 7.2: LISTA DE COSTOS DE MANO DE OBRA

Descripción	Cantidad	Horas/hombre	Salario/hora	Total(\$)
Tornero	1	5,5	6	33
Cortador	1	10.5	2.5	26.25
Soldador	1	4	5	20

Ing. Electrónico	1	8.25	14	115.5
Doblador	1	4.25	2	8.5
Taladrador	1	17	3	51
Pintor	1	3.75	3	11.25
TOTAL				\$265.50

7.1.3 Costo de Equipos

El costo de los equipos se determinó en base a las horas de utilidad de cada uno de ellos.

Tabla 7.3: LISTA DE COSTOS DE EQUIPOS

Máquina	Horas/máquina	Costo/hora	Total(\$)
Torno	5,5	8	44
Sierra eléctrica	9,75	3	29.25
Soldadora Eléctrica	4	8	32
Entenalla	8	2,5	20
Amoladora	1	3	3
Dobladora	4,25	2,5	10.63
Taladro Pedestal	17	2.5	42.5
Corte Plasma	0,75	8	6
Compresor	3,75	5	18.75
Varios (martillo, limas, escuadra, etc.)	56,5	8% de la mano de obra	21.25
TOTAL			227.38

7.1.4 Costos de Transporte

Este valor corresponde a \$80, aquí se incluye el transporte de los materiales al lugar de construcción, el costo de transporte para la compra de los materiales y también el transporte del porta jib ya construido, desde el taller ubicado en la Panamericana Norte 1¹/₂km, hasta la Panamericana Sur MZG-C14 de la ciudad de Riobamba.

7.2 Costos Indirectos

Son los que representan los costos por ingeniería, dirección técnica, imprevistos, gastos administrativos y costos por utilidades. Estos costos son valores tomados en un porcentaje de los costos directos.

7.2.1 Costo Ingenieril

Es el costo de diseño que es considerado con el 12% de los costos directos.

CD=1084.28 Usd

Ci=130.11 Usd

7.2.2 Costo Imprevisto

Este valor corresponde al 5% de los costos directos esto es:

Cim =54.21 Usd.

7.2.3 Otros Costos

Aquí se está considerando el costo por viáticos esto corresponde al 15% de los costos directos.

Co=162.64 Usd.

7.2.4 Costo Utilidad

Normalmente este valor representa de 20 a 30% del costo de la máquina, pero por tratarse de una tesis de grado, este no se lo tomó en cuenta.

7.3 Resumen de Costos

Para obtener el costo total de la obra sumamos los costos directos más los indirectos dándonos un valor total de 1361.24 dólares.

Tabla 7.4: RESUMEN DE COSTOS

Materiales	441.40
Mano de obra	265.50
Equipos	227.38
Transporte	80
Costos Indirectos	346.96
Total	\$1361.24

CAPÍTULO VIII

8 GUIA PARA EL OPERARIO

8.1 Especificaciones del equipo

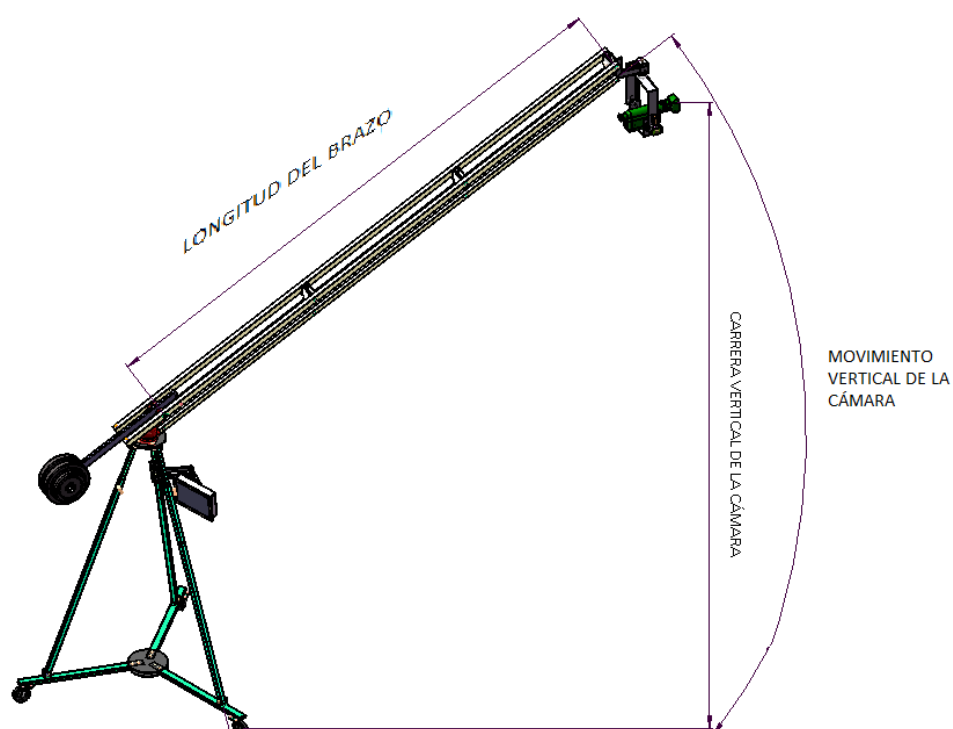


Figura 8.1: Especificaciones del equipo

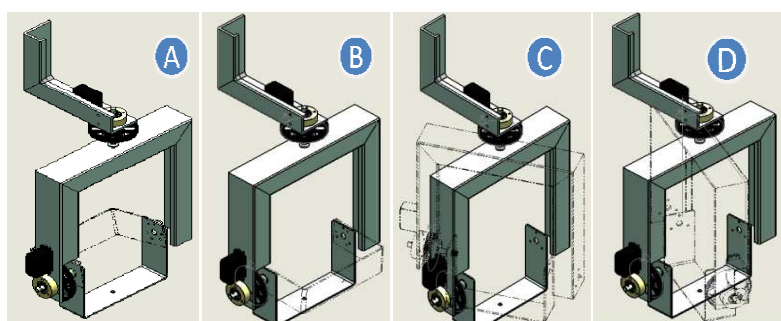
Especificaciones

- ✓ Peso recomendado de la cámara: 4.8Lb / 2.2kg
- ✓ Peso de la unidad(no incluye pesas): 55.5 lb / 25.18kg

- ✓ Trípode con patas regulables altura máxima de 1.50m y altura mínima de 1.20m.
- ✓ Longitud del Brazo:3m
- ✓ Longitud del brazo de pesas:0.60m
- ✓ Movimiento vertical de la cámara: máximo 2,70m y mínimo 2,57m (*Depende de la altura regulable del trípode*)
- ✓ 360 grados de rotación.
- ✓ Apoyo de LCD y mini DVD
- ✓ Contrapeso: 33kg
- ✓ Permite 180 grados de control de pan (paneo) y 180 grados de control de inclinación.

8.2 Funcionamiento de la Botonera

La botera consta de cuatro pulsadores dos de ellos controlan el movimiento de paneo y los otros dos el movimiento de inclinación, la distribución de los pulsadores se puede observar en la siguiente figura.



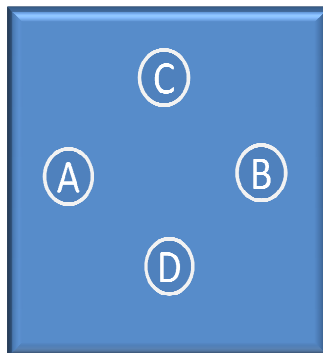


Figura 8.2: Distribución y funcionamiento de la botonera

8.3 Recomendaciones de funcionamiento y Mantenimiento del Equipo

1. Antes de usar el brazo en un entorno profesional, asegúrese de que el personal comprenda cómo utilizar de forma segura el equipo.
2. Siempre descansa la parte final del brazo en una superficie sólida cuando va a montar o desmontar el brazo.
3. Al montar el brazo, en primer lugar debe realizar el montaje de la cámara, y a continuación, agregar el contra peso.
4. Al desmontar el brazo, quite primero el contra peso y luego el peso de la cámara.
5. La extensión de la patas del trípode da altura adicional para el brazo, pero debe asegurarse de que estén debidamente apretados los pernos de la pata del trípode y prevenir que la pata extendida de resbale.
6. Esta configuración extendida requiere 2 personas para realizarla.
7. Use una silla, una mesa o vigilante para que apoye la cámara durante la puesta en marcha para evitar que se vuelque.

8. Es necesario tener cuidado con los dedos y cables debido a que por las articulaciones móviles se puede producir el atascamiento de los dedos y cables, este segundo puede hasta pelarse y producirse hasta un cortocircuito.

Se recomienda el siguiente procedimiento de mantenimiento

Para el mantenimiento del equipo es recomendable que se lo mantenga debidamente protegido al contacto con el agua, porque existe la posibilidad de que se produzca un corto circuito en el circuito electrónico.

Se debe realizar una limpieza del equipo, haciendo uso de una franela con el fin de eliminar el polvo y la ceniza, ya que la presencia de ésta segunda, tiene un efecto abrasivo.

Debido a que los rodamientos seleccionados son rodamientos sellados, los cuales serán cambiados cuando cumplan su vida útil esto es cuando cumplan 8000horas de funcionamiento.

CAPITULO IX

9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 Conclusiones

- La modelación a través de software (SolidWorks 2010 y Sap2000 V12) nos permitieron validar nuestro diseño mecánico demostrando que los cálculos son correctos.
- Ciertos elementos mecánicos se adaptaron de tal manera que se pudo obtener maniobrabilidad del equipo como la garrucha y los contrapesos.
- Se elaboró el manual del operario con el fin de asegurar una correcta aplicación, funcionamiento y cuidado del equipo.
- El costo del equipo construido es sustancialmente inferior a equipos similares existentes en el mercado.
- Con el diseño, la construcción y mediante las pruebas de funcionamiento realizadas en el campo y en el set de grabación se alcanzó el objetivo general y los objetivos específicos de la tesis.
- El equipo construido Porta Jib puede ser mejorado proporcionándole hermeticidad a los equipos con el fin de que pueda ser utilizado a condiciones climáticas rigurosas.

9.2 **Recomendaciones**

- Se recomienda tener especial cuidado del equipo debido a que los mecanismos son muy delicados especialmente los que conforman la cabeza remota.
- El equipo requiere cuidados adecuados especialmente con el polvo y los golpes porque sus partes son sensibles.
- Se recomienda que antes de poner en funcionamiento el equipo se lea el manual del operario para que el funcionamiento sea el correcto y no se produzca daños en el equipo.
- Se recomienda que para futuras construcciones de equipos similares se piense en que el brazo debe ser articulado para que se pueda desmontar con facilidad y a la vez facilite distancias variables del brazo para mayor versatilidad del equipo. Igualmente se debe procurar utilizar materiales de menor peso y mayor momento de inercia para disminuir el peso, el tamaño y obtener mayor longitud del brazo de ser necesario.

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1 GENERALIDADES.....	16
1.1 Antecedentes	16
1.2 Justificación técnico económica	17
1.3 Objetivos.....	17
1.3.1 Objetivo general	17
1.3.2 Objetivos específicos	18
2 MARCO TEÓRICO Y PARÁMETROS DE DISEÑO	19
2.1 Marco teórico.....	19
2.1.1 Desarrollo de los equipos de filmación.....	19
2.1.2 Características del Porta Jib	19
2.1.3 Estudios existentes del Porta Jib	20
2.2 Clasificación de las cámaras de video.....	21
2.3 Parámetros de diseño.....	21
2.3.1 Parámetros geométricos.....	21
2.3.2 Parámetros funcionales	26
3 ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA MÁS ADECUADO.....	28
3.1 Alternativas para el diseño	28
3.2 Alternativas de la cabeza remota	28
3.2.1 GTD985-8.00A inclinación.....	28

3.2.2	Cabeza remota VZ MC100.....	30
3.3	Alternativas del brazo giratorio.....	31
3.3.1	Brazo microdolly Plumín sistema	31
3.3.2	Brazo ez fx	32
3.4	Alternativas del trípode	33
3.4.1	Trípode VZ-TC100A.....	33
3.4.2	TCR-100 Crane	34
3.5	Alternativas de plataformas dolly	35
3.5.1	Dolly vz-d100.....	35
3.5.2	Spider Dolly	36
3.6	Selección de la mejor alternativa	37
3.6.1	Sistema de la cabeza remota	39
3.6.2	Brazo giratorio.....	39
3.6.3	Trípode.....	39
3.6.4	Plataforma.....	39
4	DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	40
4.1	Diseño Mecánico de los elementos del dispositivo de la cabeza remota.....	40
4.1.1	Diseño del sistema tilt (inclinación).....	41
4.1.2	Diseño del sistema pan (arrastre).....	54
4.1.3	Selección de rodamientos.....	63
4.1.4	Diseño de la placa sujetadora de la cabeza remota	66
4.2	Diseño del brazo giratorio.....	74
4.2.1	Determinación de la fuerza soportada por los perfiles inferiores	75

4.2.2	Determinación del contrapeso para mantener el equilibrio del brazo.	76
4.3	Diseño del trípode	77
4.4	Diseño electrónico.....	81
4.4.1	Fuente de alimentación	81
4.4.2	Micro controlador.....	81
4.4.3	Circuito electrónico para el control de los servomotores.....	83
5	MODELACIÓN Y VALIDACIÓN DEL PORTA JIB CON LA AYUDA DE UN SOFTWARE.	85
5.1	Modelación de la cabeza remota	85
5.2	Modelación del brazo giratorio.....	88
5.3	Modelación del trípode	89
5.4	Modelación completa del Porta Jib	90
5.5	Validación (CAE) de la cabeza.....	90
5.6	Validación (CAE) de la garrucha SolidWork 2010.....	92
5.7	Validación (CAE) del brazo giratorio en Sap2000 V12	94
6	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	97
6.1	Tecnología en la construcción.....	97
6.1.1	Procedimiento de construcción	97
6.1.2	Operaciones tecnológicas ejecutadas en la construcción del Porta Jib	100
6.2	Montaje	106
6.2.1	Flujo grama de montaje	108
6.3	Tiempo empleado.....	109
6.4	Pruebas de funcionamiento	109

6.4.1	Resultados obtenidos	109
7	ANALISIS DE COSTOS	111
7.1	Costos directos	111
7.1.1	Costos de materiales	111
7.1.2	Costos de mano de obra	112
7.1.3	Costo de equipos	113
7.1.4	Costos de transporte	114
7.2	Costos indirectos	114
7.2.1	Costo ingenieril.....	114
7.2.2	Costo imprevisto.....	114
7.2.3	Otros costos	115
7.2.4	Costo utilidad	115
7.3	Resumen de costos.....	115
8	GUIA PARA EL OPERARIO	116
8.1	Especificaciones del equipo	116
8.2	Funcionamiento de la botonera	117
8.3	Recomendaciones de funcionamiento y mantenimiento del equipo	118
9	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	120
9.1	Conclusiones	120
9.2	Recomendaciones	121
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		
BIBLIOGRAFÍA		
LINKOGRAFÍA		

ANEXOS
PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 TABLA DE COMPARACIONES DEL PORTA JIB.....	22
2.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA VIDEOCÁMARA	25
3.1 ESPECIFICACIONES DE LA DE CABEZA REMOTA GTD985-8.00A	30
3.2 ESPECIFICACIONES DE LA VZ MC 100	31
3.2 ESPECIFICACIONES DEL TRÍPODE VZ-TC100A.....	34
3.3 ESPECIFICACIONES DELTRÍPODE CRANE	35
3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL JIB DOLLY	36
3.5 CUADRO MORFOLÓGICO DE LAS ALTERNATIVAS PROPUESTAS	38
4.1 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	65
6.1 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL PORTA JIB	98
6.2 OPERACIONES TECNOLÓGICAS.....	100
6.3 TIEMPO DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO CABEZA REMOTA.....	106
6.4 TIEMPO DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO BRAZO GIRATORIO	107
6.5 TIEMPO DE MONTAJE DEL DISPOSITIVO TRÍPODE.....	107
6.6 TIEMPO DE MONTAJE DEL TABLERO DE CONTROL.....	107
6.7 TIEMPO DE MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO.....	108
7.1 LISTA DE COSTOS DE LOS MATERIALES	111
7.2 LISTA DE COSTOS DE MANO DE OBRA	112
7.3 LISTA DE COSTOS DE EQUIPOS	113
7.4 RESUMEN DE COSTOS	115

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 Porta-Jib	20
2.2 Especificación de un Porta Jib	21
2.3 Ángulo de batimiento vertical del brazo.	22
2.4 Ángulo de batimiento horizontal del brazo.	23
2.5 Videocámara profesional SONY PD170	25
2.6 Representación gráfica de los rangos de giro.	27
3.1 Presentación del GTD985-8.00A inclinación	29
3.2 Dimensiones del GTD985-8.00A inclinación	29
3.3 Cabeza VZ MC100	30
3.4 Brazo giratorio	31
3.5 Alternativa de contrapeso	32
3.6 Brazo ez fx	32
3.7 Trípode patas regulables	33
3.8 Detalles de la parte superior e inferior del trípode.....	34
3.9 Trípode Crane	35
3.10 Plataforma VZ-D100.....	36
3.11 Spider Dolly	37
4.1 Partes de la cabeza remota	40
4.2 Pletina inferior	41
4.3 Dimensiones del mecanismo tilt	41
4.4 Esquema de las fuerzas actuantes sobre la pletina.....	42
4.5 Diagrama de cortante y momento flector respectivamente	42

4.6	Ubicación de la fuerza que produce el torque	42
4.7	Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje lateral	47
4.8	Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores	49
4.9	Dimensiones del perfil superior.	54
4.10	Diagrama de cuerpo libre	55
4.11	Dimensionamiento del perfil tipo C y sus respectivas propiedades.	56
4.12	Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje principal	58
4.13	Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en:	59
	a) plano yx b) plano yz.....	59
4.14	Diagrama de cuerpo libre de la placa	67
4.15	Diagrama de cortante y momento flector.	68
4.16	Diagrama de fuerzas actuantes sobre los pernos	69
4.17	Diagrama de fuerzas en el tirante A	75
4.18	Diagrama de fuerzas actuantes sobre el brazo giratorio	76
4.19	Componentes de la fuerza de compresión	763
4.20	Fuerzas actuantes en la pata del trípode.....	76
4.21	Estructura de un micro controlador	82
4.22	Pic 16F877A	82
4.23	Circuito electrónico para el control de los servos.....	84
5.1	Modelación de la cabeza remota.	86
5.2	Modelación de placa sujetadora de la cabeza	87
5.3	Ensamble completo de la cabeza remota.....	87
5.4	Modelación de garrucha.....	88
5.6	Modelación a) parte de patas regulables b) parte de patas fijas	89

5.7	Modelación del Porta Jib	90
5.8	Velocidad angular vs tiempo (rueda).....	91
5.9	Velocidad angular vs tiempo (piñón).....	92
5.10	Esfuerzos producidos en la garrucha	93
5.11	Desplazamientos producidos en la garrucha	93
5.12	Deformaciones producidas en la garrucha	94
5.13	Modelación y designación de cargas en el brazo giratorio.	95
5.14	Deformación obtenido el brazo giratorio.	95
5.15	Validación del brazo giratorio parte de aluminio	96
5.16	Validación del brazo giratorio parte de acero.....	96
8.1	Especificaciones del equipo	116
8.2	Distribución y funcionamiento de la botonera.....	116